

République Algérienne Démocratique et Populaire
Ministère de l'Enseignement Supérieur et de La Recherche Scientifique

Ecole Nationale Polytechnique



Département Génie Mécanique

PROJET DE FIN D'ÉTUDES

En vue de l'Obtention du Diplôme d'Ingénieur d'Etat en Génie
Mécanique

Thème

**ANALYSE THERMO-ÉNERGÉTIQUE
DU CYCLE COMBINÉ DE LA
CENTRALE HYBRIDE SOLAIRE-GAZ
NATUREL DE HASSI R'MEL**

Proposé et Dirigé par :
Mr. M.A AIT-ALI

Réalisé par :
Allaoua HANNAT

Promotion : 2010/2011

Ecole Nationale Polytechnique 10, Avenue Hassen Badi BP182 El-Harrach
16200 Alger (Algérie)

Remerciement

Tout d'abord, je remercie le bon Dieu de m'avoir donné l'opportunité pour achever mes études supérieures.

Je tiens à remercier Monsieur Mohand Améziane AIT ALI pour sa patience et pour toute l'aide et les conseils avisés qu'il m'a apporté pour réaliser ce travail.

Je tiens à remercier les membres de jury, les enseignants du département génie mécanique et tous les enseignants de l'Ecole Nationale Polytechnique qui ont participé à ma formation, m'ont beaucoup appris et sans lesquels je ne serais pas ce que je suis.

Je tiens enfin à remercier tous mes amis ainsi que tous ce qui ont contribué de pré ou de loin à la réalisation de ce travail

Dédicaces

Je dédie ce modeste travail

*A ma très chère **Mère** et mon très cher **Père***

A mon cher frère Mohand et mes chères sœurs Katia et Soraya, son mari Mourad et leur fils Midou

A ceux qui m'ont toujours encouragé pour que je réussisse dans mes études

A ceux qui ont veillé pour mon bien être

A ceux qui m'ont soutenu dans les moments les plus difficiles de ma vie

A ceux que j'aime et je respecte infiniment

Le jour est venu pour leur dire Merci...

A toute la famille HANNAT.

A tous mes amis qui ont toujours été présents et qui n'ont ménagé aucun effort pour me bénéficier avec leur aide et leurs suggestions.

A tous mes camarades du Département de génie Mécanique.

Allaoua

ملخص :

تعتبر هذه الدراسة للمحطة الهجينة بحاسي الرمل كأول تقدير للأداءات العالية لتكنولوجية التحويل الشمسي الحراري مع الغاز الطبيعي في دارة مركبة. و لقد سمحت لنا من حساب الاستطاعات المنتجة و المردودات المرفقة من أجل الحصول على تقدير التكاليف المكافئ بالكيلوواط الساعي. هذا الممارس في السوق الوطنية هو مهيم حاليا من طرف أسعار شحنات الغاز المدفوعة إلى سونا لغاز. يبقى القيام بمقارنة بين دورة مركبة تقليدية و هذه الدورة لإظهار ربح التهجين في هذا المستوى من الاستطاعة.

الكلمات الرئيسية: الطاقة الشمسية، ملتقط قطعي مكافئ اسطوانية، دورة هجينة مركبة.

Résumé :

Cette étude de la Centrale Hybride de Hassi R'Mel est présentée comme une première estimation des performances potentielles de la technologie de conversion solaire thermique CSP avec gaz naturel dans un cycle combiné. Elle nous a permis de chiffrer les puissances produites et les rendements associés pour éventuellement obtenir une estimation du coût du kWh résultant; celui pratiqué sur le marché national est actuellement dominé par les prix payés aux livraisons de gaz à SONELGAZ; une comparaison plus élaborée entre un cycle combiné classique et celui-ci reste à faire pour montrer la rentabilité de l'hybridation à ce niveau de puissance.

Mots clés : solaire thermique- capteur cylindro-parabolique, cycle hybride combiné.

Abstract:

This study of the Hassi R'Mel hybrid power station is as a first estimate of potential performances of solar thermal CSP conversion with natural gas fired combined cycle. Power produced and associated efficiency are obtained to eventually estimate the cost of kWh produced. The domestic price actually practiced is dominated by low cost of natural gas delivered to SONELGAZ; a thorough comparison between a classical combined cycle and that of Hassi R'Mel power station remains to be made in order to show commercial feasibility of CSP solar conversion at this power level .

Key words: solar thermal power- cylindro-parabolic concentrator, hybrid CSP cycle.

SOMMAIRE

INTRODUCTION GENERALE.....	1
I. PRODUCTION ET CONSOMMATION ENERGETIQUE NATIONALE	
1. Introduction.....	5
2. Consommation nationale en énergie.....	5
2.1.Evolution des différents agrégats.....	5
2.2.Evolution de la consommation nationale par forme d'énergie.....	6
3. Evolution de la production nationale d'énergie.....	7
3.1. Evolution de la Production d'énergie primaire.....	7
3.2.Evolution de la Production d'énergie dérivée.....	8
4. Scénario d'évolution de la demande en énergie.....	9
5. Puissance maximale appelée Hiver/Eté.....	10
6. Parc de production d'électricité.....	11
6.1.Parc existant.....	11
6.2.Capacité en développement.....	12
7. Les interconnexions existantes	13
7.1.Des liaisons existent avec la Tunisie depuis 1988	13
7.2. Des liaisons existent avec le Maroc depuis 1988	14
8. Politique d'investissement.....	14
9. Production décentralisée et énergies renouvelables.....	15
II. ESTIMATION DU RAYONNEMENT SOLAIRE	
1. Introduction	18
2. Description du soleil.....	18
3. Constitution physique du soleil.....	20
4. La sphère céleste.....	21
5. Mouvement de la terre.....	22
6. La position du soleil.....	22
6.1. Les coordonnées équatoriales.....	22
6.2. Les coordonnées horizontales.....	23
7. Orientation d'un plan.....	24
8. Angle d'incidence sur un plan	24
9. Rayonnement solaire.....	25
9.1. Constante solaire.....	25
9.2. Modèle de Capderou.....	25
9.2.1. Irradiation reçue sur un plan horizontal par ciel clair	26
9.2.1. Irradiation diffusé sur un plan horizontal	26
9.2.3. Irradiation reçue sur un plan incliné	27
10. Rayonnement en Algérie.....	28
11. Conclusion.....	29

III. EVALUATION DES SURFACES DU CAPTEUR SOLAIRE CYLINDRO-PARABOLIQUE

1. Introduction.....	31
2. Les capteurs solaires.....	31
2.1. Principe.....	31
2.2. Les différents types de capteurs solaires.....	31
2.2.1. Capteurs plans à liquide sans vitrage.....	32
2.2.2. Capteurs plans à liquide avec vitrage.....	32
2.2.3. Capteurs solaire à tube sous vide	32
3. Les centrales à concentration.....	33
3.1. Les centrales à capteurs paraboliques.....	33
3.2. Les centrales à tours	36
3.3. Les centrales à capteurs cylindro-paraboliques.....	38
4. Rappel sur les différents modes de transfert de chaleur.....	42
4.1. Définitions.....	42
4.1.1. Champ de température.....	42
4.1.2. Flux de chaleur.....	43
4.2. Les différents modes de transfert de chaleur.....	43
4.2.1. La conduction.....	43
4.2.2. La convection.....	44
4.3. Les nombres adimensionnels.....	45
4.4. La convection naturelle et la convection forcée.....	46
4.4.1. Flux de chaleur en convection forcée.....	46
4.4.2. Flux de chaleur en convection naturelle.....	47
4.5. Le rayonnement.....	48
4.5.1. L'émissance totale.....	48
4.5.2. Le corps noir.....	48
4.5.3. Lois du rayonnement thermique.....	48
4.5.4. Réception du rayonnement par un solide.....	49
5. Echanges thermique entre les différentes surfaces du concentrateur	49
5.1. Transfert de chaleur entre l'absorbeur et le fluide caloporteur	49
5.2. Transfert de chaleur entre l'absorbeur et l'enveloppe du verre.....	51
5.3. Transfert de chaleur entre l'enveloppe du verre et l'environnement	52
5.4. Transfert de chaleur entre l'enveloppe du verre et le collecteur	53
6. Analogie électrique.....	53
7. Conclusion.....	56

IV. ANALYSE THERMO-ENERGETIQUE DU CYCLE COMBINE

1. Introduction.....	58
2. Description du cycle combiné.....	58
3. Cycle à gaz (cycle de brayton joule).....	59
4. Cycle à eau-vapeur (cycle de Rankine-Hirn).....	60
5. Chaudières de récupération	61
6. Présentation de la centrale hybride de Hassi R'Mel.....	61
6.1. Principe de fonctionnement de la centrale ISCC de HASSI R'MEL.....	62

6.1. La synergie solaire/gaz.....	62
6.3. Caractéristiques de la centrale/ Projet Solar Power Plant (SPP1)	63
6.4. Principaux intervenants du secteur.....	63
7. Analyse thermo-énergétique du cycle combiné.....	64
7.1. Analyse du cycle à gaz.....	64
7.1.1. Calcul du rapport de compression maximal	65
7.1.2. Calcul de la température de la fin de compression.....	66
7.1.3. Calcul de la température de fin de détente	66
7.1.4. Calcul du débit massique d'air et du débit du combustible ...	66
7.1.5. Calcul de la combustion	67
7.1.6. Calcul de l'énergie reçue par les gaz dans CC.....	69
7.1.7. Rendement thermique du cycle à gaz.....	69
7.1.8. Présentation des résultats	69
7.2. Analyse du récupérateur générateur de vapeur HSRG	70
7.2.1. L'intégration du cycle de Rankine au réseau d'échangeurs ...	71
7.2.2. Calcul des paramètres thermodynamiques dans le HSRG.....	72
8. Evaluation des paramètres thermodynamiques du récupérateur générateur de vapeur durant la journée (pendant l'ensoleillement).....	73
8.1. Calcul du débit de vapeur.....	73
8.2. Bilans énergétiques.....	74
8.3. Calcul des flux de chaleur échangés.....	75
8.4. Calcul des performances du cycle combiné	75
9. Evaluation des paramètres thermodynamiques du récupérateur générateur de vapeur durant le soir (sans l'ensoleillement).....	76
9.1. Bilans énergétiques.....	77
9.2. Calcul des flux de chaleur échangés.....	78
9.3. Calcul des performances du cycle combiné	78
CONCLUSION GENERALE.....	80
BIBLIOGRAPHIE	

Liste des figures

Fig. I.1 : Répartition de la consommation nationale de l'énergie.....	6
Fig. I.2 : Répartition de la consommation par forme d'énergie.....	7
Fig. I.3 : Répartition de la production d'énergie primaire	8
Fig. I.4 : Répartition de la production d'énergie dérivée	9
Fig. I.5 : Evolution des PMA et des consommations d'énergie électrique 2008-2017...10	
Fig. I.6 : Evolution de la production d'énergie électrique 2008 – 2017.....	10
Fig. I.7 : Structure de parc de production d'énergie	11
Fig. I.8 : Répartition de la capacité du parc de production par producteur.....	12
Fig. I.9 : interconnexions existantes entre l'Algérie et les pays voisins.....	14
Fig. II.1 : Coupe schématique du soleil.....	20
Fig. II.2. : Spectre des ondes électromagnétiques.....	21
Fig. II.3 : La sphère céleste.....	21
Fig. II.4 : Mouvements de la terre.....	22
Fig. II.5 : Coordonnées équatoriales.....	24
Fig. II.6 : Coordonnées horizontales	25
Fig. II.7: Potentiel solaire de l'Algérie.....	28
Fig.III.1 : schéma principe d'un capteur solaire plan à liquide avec vitrage.....	32
Fig. III.2 : Capteur solaire à tube sous vide.....	33
Fig. III.3 : Capteur parabolique avec moteur Stirling.....	33
Fig. III.4 : Récepteur pour un cycle de Stirling.....	34
Fig. III.5 : Cycle de Stirling.....	35
Fig.III.6. : Cycle de Brayton.....	36
Fig. III.7 : Configuration typique d'un système de tour solaire.....	36
Fig. III.8 : Schéma d'une tour solaire de la Californie.....	37
Fig. III.9 : Récepteur volumétrique.....	38
Fig. III.10 : Configuration typique d'une centrale solaire à capteurs cylindro- paraboliques.....	38

Fig. III.11 : Champs de collecteurs.....	39
Fig. III.12: Vue schématique du collecteur cylindro-parabolique.....	40
Fig. III.13 : Schéma du tube collecteur.....	40
Fig. III.14 : Installation à retour direct	41
Fig. III.15 : Installation à retour indirect.....	42
Fig. III.16 : Installation à alimentation centralisée.....	42
Fig.III.17 : Transfert de chaleur par conduction.....	43
Fig.III.18 : Transfert de chaleur par convection.....	44
Fig.III.19 : Réception d'un rayonnement	49
Fig.III.20 : Présentation des surfaces du capteur solaire cylindro-parabolique.....	50
Fig.III.21 : Schéma électrique du capteur.....	55
Fig.III.22 : Equivalence du schéma électrique.....	55
Fig.III.23 : Schéma électrique final approché.....	56
Fig. IV.1 : Représentation du cycle combiné avec intégration de l'énergie solaire.....	58
Fig. IV. 2 : Cycle de Brayton-Joule idéal sur un diagramme T, S.....	58
Fig. IV. 3 : Cycle de Brayton-Joule intégrant un rendement isentropique.....	60
Fig. IV. 4 : Cycle de Hirn sur un diagramme T, S.....	61
Fig. IV.5 : Présentation de la centrale hybride solaire/gaz naturel de Hassi R'Mel.....	61
Fig. IV.6 : Principe de fonctionnement de la centrale.....	62
Fig. IV.7 : Schématisation et diagramme T-s du cycle à gaz.....	64
Fig. IV.8 : Diagramme d'échange pour un GVR à un niveau de pression avec boucle de préchauffage.....	71
Fig. IV.8 : Diagramme (T-s) du cycle à vapeur.....	72

Liste des tableaux

Tableau I.1 : Consommation nationale par agrégats.....	5
Tableau I.2 : Evolution de la consommation nationale par forme d'énergie.....	6
Tableau I.3 : Evolution de la production nationale d'énergie	7
Tableau I.4 : Evolution de l'énergie primaire.....	8
Tableau I.5 : Evolution de l'énergie dérivée.....	9
Tableau I.6. : Historique des PMA Hiver/Eté 2000-2007.....	11
Tableau I.7 : Les nouvelles centrales réalisées ou en cours de réalisation.....	13
Tableau I.8 : Programme des investissements en énergies renouvelables.....	15
Tableau III.1 : Conductivité des matériaux.....	44
Tableau IV. 1 : Données de la TG.....	64
Tableau IV. 2 : Données de l'analyse chromatographique du gaz naturel	67
Tableau IV.3. Résultats du cycle à gaz.....	69
Tableau IV.4 : États du cycle à vapeur.....	72

Nomenclature

\bar{C}_p : Chaleur spécifique moyenne à pression constante (kJ/kmol.K)

h : Enthalpie (kJ/kg)

\dot{m} : Débit (kg/s)

Q : Energie échangée (kJ/kg)

R : Constante universelle des gaz parfaits (8.314 kJ/kmol K)

F : Rapport des débits air de combustion /air de compression

S : Entropie (kJ/kg.K)

T : Température (K, °C)

\dot{W} : Puissance (MW)

x: titre du mélange liquide vapeur

Acronymes

TG : Turbine à gaz

TV : Turbine à vapeur

GVR : Générateur de Vapeur de Récupération

PCI : Pouvoir calorifique inférieur (kJ/kg)

CC : Cycle combiné

Symbole grecs

η : Rendement

ε : Efficacité

λ : Coefficient d'excès d'air

P_r : Taux de compression

μ : Masse molaire (kg/kmol)

Indices

a : Air

e : Entrée

g : Relative au gaz

HP : Haut pression

c : Relative au compresseur

t : Relative au turbine

i : Isentropique

rej : Rejet

rejlilim : Rejet limite

1, 2, 3, 4 : points du cycle à gaz (cycle combiné)

INTRODUCTION GENERALE

Le monde connaît depuis plus d'un siècle un important développement économique. Le développement industriel, l'augmentation du parc automobile et la multiplication des équipements domestiques ont provoqué une croissance importante de la demande énergétique, en particulier celle de l'électricité. Malheureusement, cette croissance de la demande a été majoritairement couverte par les énergies fossiles, source de pollution atmosphérique et effets de serre par CO₂ et méthane dont on continue encore à appréhender les effets à long terme. D'autres interrogations relatives à la pérennité des réserves et à l'indépendance énergétique nationale occupent les débats de société dans les pays producteurs et importateurs réunis.

La situation de l'Algérie est particulière en tant que producteur d'hydrocarbures, majoritairement du gaz naturel, exportateur très sollicité par les demandes européennes et riche d'un gisement solaire de potentiel incomparable dans sa région et dans le monde. Les stratégies de sa politique peuvent se résumer simplement à déterminer le taux optimum de l'exploitation de ses réserves en hydrocarbures pour alimenter les besoins de son développement socio économique et des investissements destinés à assurer la transition énergétique vers le solaire en particulier.

Le développement et l'implémentation des énergies renouvelables semblent incontournables au vu de l'opposition aujourd'hui quasi générale des sociétés envers le nucléaire et des réserves limitées en minerai d'uranium 235, contrairement aux énergies solaires qui sont illimitées et abondamment disponibles. Certaines, comme l'énergie éolienne connaissent déjà un développement technique et commercial important et sont économiquement compétitives en Europe du nord en particulier, alors que la conversion photo voltaïque prend temps à s'imposer dans les applications de capacité importante. Quant à la conversion thermique solaire, de grands chantiers sont en cours pour en démontrer la faisabilité dans des centrales de plusieurs centaines de MW. Ces projets nécessitent des investissements plus élevés que ceux des centrales à cycles combinés à énergie fossile et même pour les centrales nucléaires réalisées dans les pays industriellement avancés qui font intervenir des facteurs d'intégration réducteurs de coûts et qui sont en mesure de minimiser les aspects de contrôle sécuritaire. Mais la compétitivité de la conversion solaire thermique nécessite avant tout une politique nationale de vérité des prix de l'énergie qui limite les subventions déguisées à la consommation des énergies fossiles, qui lutte contre le gaspillage et qui encourage la production d'énergie par des entreprises privées. A titre d'exemples, l'Allemagne et

l'Espagne ont institué une politique de rétrocession de l'énergie solaire et éolienne à un prix au-dessus du prix courant pour absorber le coût de stockage qui grève encore la pleine compétitivité de ces énergies. A contrario, en Algérie, les subventions à la consommation des hydrocarbures et l'électricité par les particuliers constituent un obstacle au développement des énergies renouvelables ; de plus, elles privent annuellement l'Etat de ressources estimées à 15-20 milliards de dollars qu'il pourrait mieux redistribuer afin de réduire le gaspillage et rendre les énergies renouvelables compétitives.

Dans l'optique de la production d'électricité, l'énergie solaire est une source d'énergie propre et inépuisable. Actuellement les technologies de concentration solaire sont celles qui présentent le plus de possibilités pour une exploitation commerciale et les prix de cession annoncés sont de 0,18 -0,21 Eu/kWh [1]. Ces technologies se basent sur des collecteurs qui concentrent le rayonnement solaire et chauffent à haute température un fluide caloporteur. Celui-ci peut ensuite être utilisé pour la génération d'électricité, par exemple au moyen d'un cycle de Rankine.

Les énergies renouvelables possèdent une limitation due à leur caractère intermittent et à leur difficulté de stockage. Si la limitation due au stockage est importante pour des énergies comme l'énergie éolienne ou photovoltaïque, elle l'est moins pour la concentration solaire qui utilise généralement des systèmes de stockage par sels fondus ou qui peut être hybridée avec d'autres sources énergétiques comme le gaz naturel.

Avec 2.381.741 km² de surface, l'Algérie est le pays le plus vaste d'Afrique. Selon une étude de l'agence aérospatiale allemande, l'Algérie offre de plus grandes possibilités intéressantes, à long terme, pour investir dans les centrales thermiques solaires. En effet, l'Algérie est l'un des pays de la méditerranée qui dispose d'un potentiel solaire énorme. Selon les données d'ensoleillement, l'Algérie est comptée parmi les meilleurs pays ensoleillés dans le monde. Le potentiel des ressources solaires de notre pays est optimal pour l'exécution des projets à concentration solaire [3].

L'objet du travail entrepris ici est l'analyse du cycle combiné de la Centrale Hybride Solaire Gaz Naturel de Hassi R'Mel pour laquelle les données sont encore très partielles. La puissance maximale considérée de la centrale est de 160 MW, produite par deux turbines à gaz de 40 MW chacune ; la production d'énergie thermique solaire est de 25 MW, sans stockage. Il consistera à évaluer les surfaces des capteurs cylindro-paraboliques et d'analyser les paramètres de performance du cycle.

Le travail présenté est réparti comme suit:

- Introduction générale ;
- Chapitre I : Consommation et production énergétique nationale ;
- Chapitre II : Estimation du rayonnement solaire ;
- Chapitre III : Evaluation des différentes surfaces du concentrateur solaire ;
- Chapitre IV : Analyse du cycle combiné ;
- Conclusion générale.



CHAPITRE I

CONSOMMATION ET

PRODUCTION ENERGETIQUE

NATIONALE

1. Introduction

L'électricité est un bien de consommation qui est devenu indispensable au bien-être de la population et au développement économique de toute société. A ce titre, il est vital pour un pays qu'un accès à l'électricité soit assuré et que la continuité de sa fourniture soit garantie. Une adéquation entre les capacités de production, de transport et de distribution disponibles à moyen et long terme d'une part, et l'évolution de la demande future d'électricité d'autre part, est indispensable pour y parvenir [4].

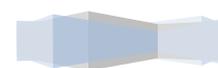
2. Consommation nationale en énergie

2.1. Evolution des différents agrégats

La consommation nationale d'énergie (y compris les pertes), somme de la consommation finale, des consommations non-énergétiques et de celles des industries énergétiques, est passée de 40,0 MTEP (Mille Tonnes Equivalente Pétrole) en 2008 à 41,9 MTEP en 2009, soit une augmentation de 4,7%.

Tableau I.1 : Consommation nationale par agrégats [5].

Consommation nationale par agrégat (10 ³ TEP)	2008		2009		TPA (%)
	Quantité	%	Quantité	%	
Consommations non-énergétiques	1 351	3,4	1449	3.5	+7,3
Consommation des industries Energétiques	6 846	17,1	6792	16.2	-0,8
Consommation finale	28 956	72,4	30707	73.4	+6,0
Pertes	2 841	7,1	2906	6.9	+2,3
Total	39 995	100	41855	100	+4,7



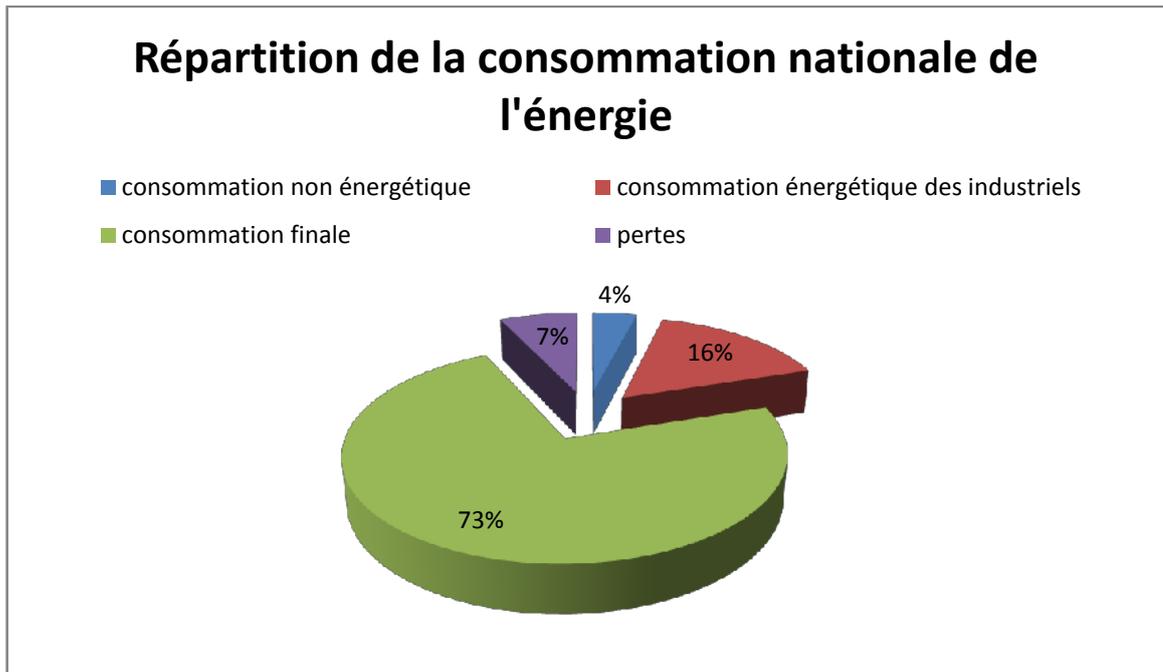


Fig. I.1 : Répartition de la consommation nationale de l'énergie

2.2. Evolution de la consommation nationale par forme d'énergie

La structure de la consommation nationale d'énergie reste dominée par le gaz naturel (35,3%), les produits pétroliers (29,4%) et l'électricité (27,7%). La consommation du GN, des produits pétroliers et de l'électricité a augmenté respectivement de 4,2%, 7,7% et 4,1% comparée à celle de l'année 2008.

Tableau I.2 : Evolution de la consommation nationale par forme d'énergie [5].

Consommation nationale par agrégat (10 ³ TEP)	2008		2009		TPA (%)
	Quantité	%	Quantité	%	
Produits solides	426	1.1	321	0.8	-24,7
Pétrole brut	711	1.8	724	1.71	+1,8
Produits pétroliers	11438	28.6	12311	29.4	+7,7
Gaz naturel	14183	35.5	14777	35.3	+4,2
GPL	1 957	4,9	1 975	4,7	+0,9
Electricité	11 145	27,9	11 602	27,7	+4,1
Autres	134	0,3	138	0,3	+2,7
Total	39 995	100	41 855	100	+4,7

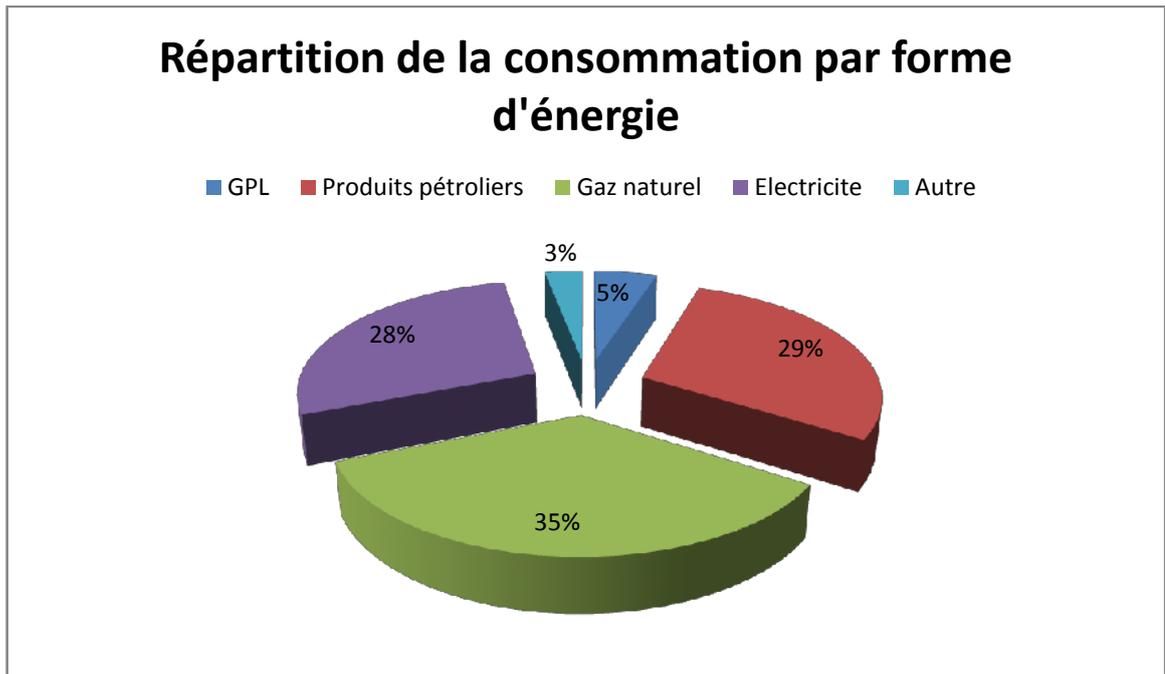


Fig. I.2 : Répartition de la consommation par forme d'énergie

3. Evolution de la production nationale d'énergie

L'évolution de la production nationale d'énergie entre 2008 et 2009 se présente comme suit :

Tableau I.3 : Evolution de la production nationale d'énergie [5].

Production d'énergie (10 ³ TPE)	2008	2009	(%) TPA
Energie primaire	175 290	164 375	-6.2
Energie dérivée	57 123	57 992	+1.5

Le tableau ci-dessus relève une baisse de la production d'énergie primaire et une légère progression de l'énergie dérivée.

3.1. Evolution de la Production d'énergie primaire

L'année 2009 a enregistré une baisse de la production d'énergie primaire qui passe de 175 MTEP en 2008 à 164 MTEP en 2009. Cette baisse est due pratiquement à la baisse de la production des hydrocarbures : pétrole brut (-7,3%), condensat (-10,8%), GN (-4,8%) et celle du GPL aux champs (-3,3%). La production des combustibles solides et de l'électricité hydraulique ont augmenté respectivement de (+15,1%) et (+17,7%).

Tableau I.4 : Evolution de l'énergie primaire [5].

Production d'énergies primaires (10 ³ TEP)	2008		2009		(%) TPA
	Quantité	%	Quantité	%	
Combustible solide	50	0	57	0	+15.1
Pétrole brut	67 744	38.6	62 823	38.1	-7.3
Condensat	14 814	8.5	13 221	8.0	-10.8
Gaz naturel	83 041	47.4	78 938	48.2	-4.8
GPL champ	9 563	5.5	9 244	5.6	-3.3
Electricité hydraulique	78	0	92	0	+17.7
Total	175 290	100	164 375	100.0	-6.2

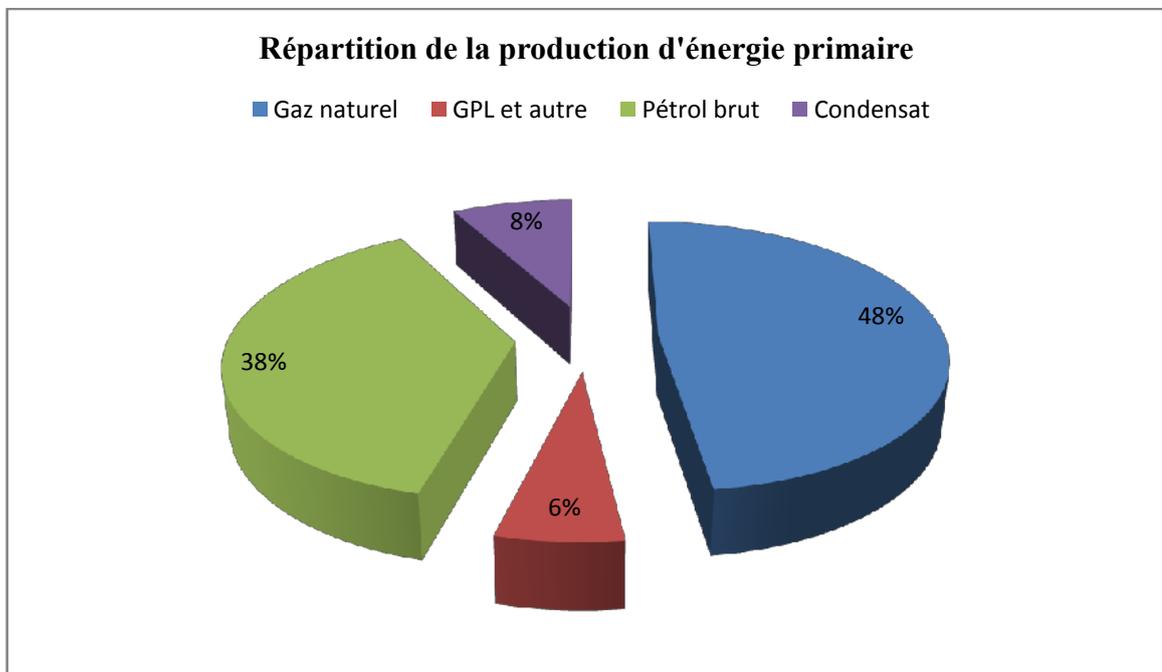


Fig. I.3 : Répartition de la production d'énergie primaire

3.2.Evolution de la Production d'énergie dérivée

La production d'énergie dérivée a connu une légère augmentation, passant de 57,1 MTEP en 2008 à 58,0 MTEP en 2009, se traduisant par une hausse de 2,2% pour les produits pétroliers, 3,3% pour l'électricité thermique et de 16,8% pour le Gaz sidérurgique.

Tableau I.5 : Evolution de l'énergie dérivée [5].

Production d'énergies primaires (10 ³ TEP)	2008		2009		(%) TPA
	Quantité	%	Quantité	%	
Produits pétroliers	23 788	41.6	24 311	41.9	+2.2
GNL	20 500	35.9	20 704	35.7	+1.0
GPL	1226	2.1	1 194	2.1	-2.6
Electricité thermique	11 080	19.4	11 446	19.7	+3.3
Coke sidérurgique	342	0.6	139	0.2	-59.3
Gaz sidérurgique	120	0.2	140	0.2	+16.8
Ethane	67	0.1	59	0.1	-11.7
Total	57 123	100	57 992	100	+1.5

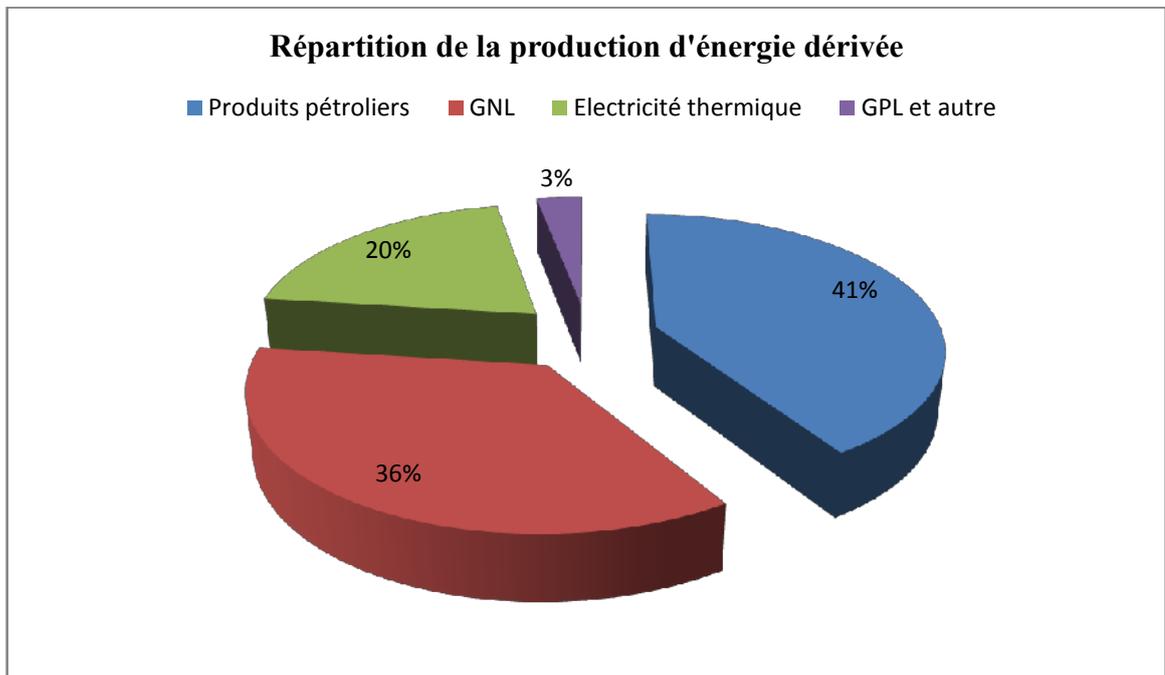


Fig. I.4 : Répartition de la production d'énergie dérivée

4. Scénario d'évolution de la demande en énergie

Les prévisions de la demande ont été établies sur la base des hypothèses socioéconomiques et techniques pour le passage des énergies aux puissances. En tenant compte de l'ensemble des hypothèses, les prévisions de la consommation d'énergie électrique, de la production d'électricité et de la puissance maximale appelée sur la période d'étude sont données sur les figures suivantes. Il en ressort :

- **Pour le scénario moyen**, des taux de croissance annuels moyens de **7,8 %** pour la consommation, **7,3 %** pour l'énergie produite et **6,9 %** pour la puissance maximale appelée.
- **Pour le scénario fort**, des taux de croissance annuels moyens de **9,1 %** pour la consommation, **8,7 %** pour l'énergie produite et **8,1 %** pour la puissance maximale appelée.

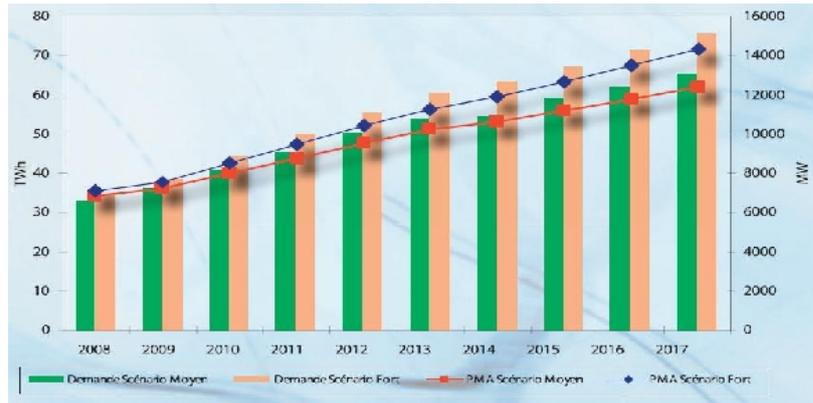


Fig. I.5 : Evolution des PMA et des consommations d'énergie électrique 2008-2017 [3].



Fig. I.6 : Evolution de la production d'énergie électrique 2008 – 2017 [4].

5. Puissance maximale appelée Hiver/Eté

La planification des moyens de production s'appuie sur des prévisions de la demande traduites en prévision de puissances maximales appelées (PMA) annuelles hivernales. Cependant, les changements observés sur la courbe de charge durant ces dernières années et l'évolution des puissances maximales appelées de l'été, qui devient plus rapide que celle de l'hiver, induisant ainsi le rapprochement des pointes de l'été de

celles de l’hiver, incitent à un examen des bilans production/consommation tenant compte des puissances maximales appelées de l’été et de l’hiver.

Tableau I.6. : Historique des PMA Hiver/Été 2000-2007 [4].

	Hiver PMA (MW)	Été PMA (MW)
2000	4617	3739
2001	4791	3913
2002	4965	4261
2003	5206	4547
2004	5541	4841
2005	5921	5239
2006	6057	5485
2007	6572	5885

6. Parc de production d’électricité

6.1. Parc existant

La puissance totale installée sur le réseau interconnecté national existante à fin 2007 était de **6 876 MW**, dont 2435 MW en turbines à vapeur (TV), 3386 MW en turbines à gaz (TG), 825 MW en cycle combiné (CC) et 230 MW en hydraulique (TH). La répartition par filière est donnée sur la figure (Fig. 1.7).

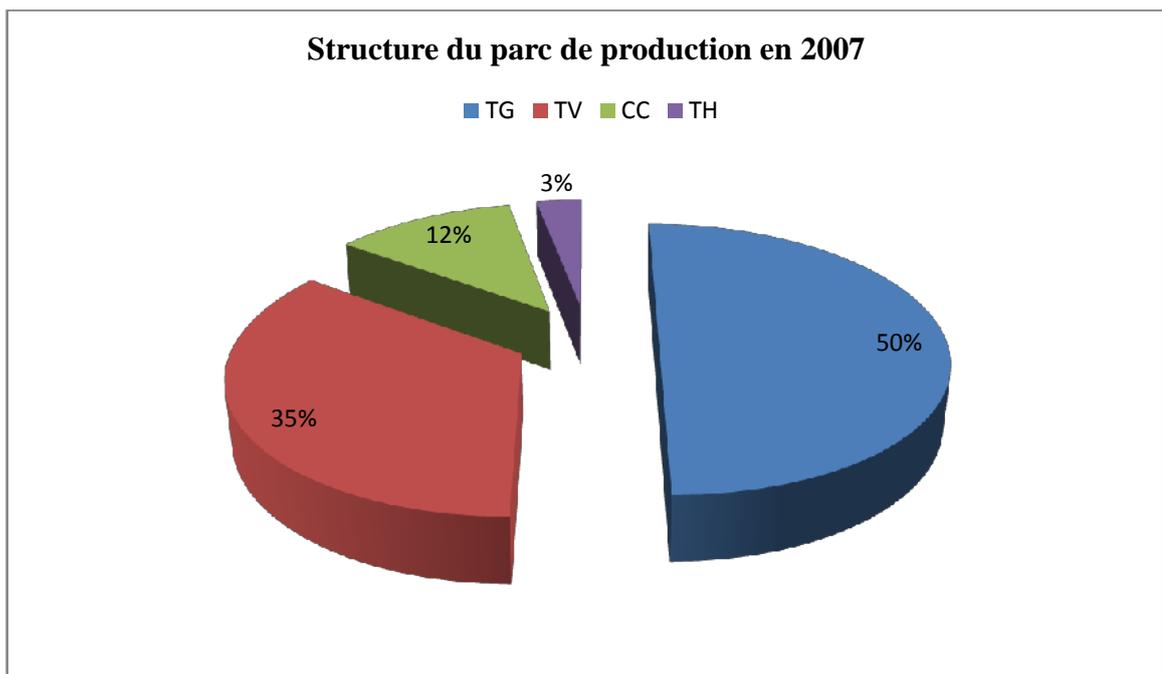


Fig. I.7 : Structure de parc de production d’énergie

Cette capacité est répartie entre Sonelgaz Production Electricité (SPE), qui détient 76 % du parc de production, et les trois autres producteurs : Sharikat Kahrabaa Skikda (SKS), Sharikat Kahrabaa wal Maa d'Arzew (KAHRAMA) et Sharikat Kahrbaa de Berrouaghia (SKB) qui se partage le solde de 24 % [4].

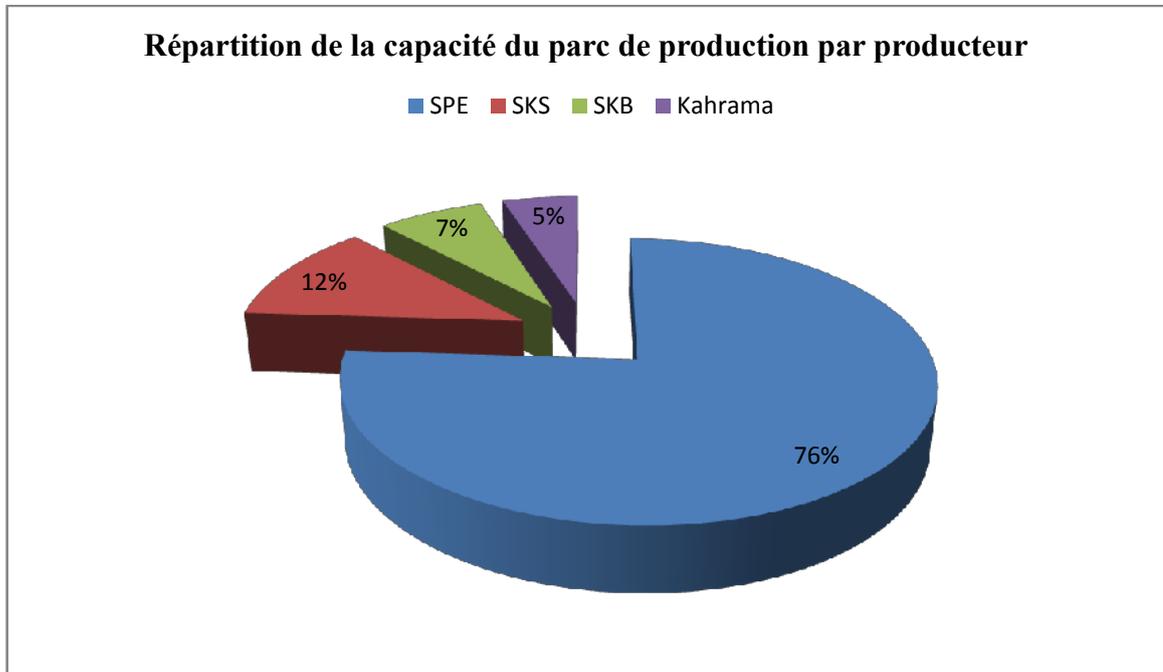


Fig. I.8 : Répartition de la capacité du parc de production par producteur

Pour rappel, depuis le dernier plan indicatif (2006-2015), il a été mis en service trois nouvelles centrales, à savoir la centrale turbine à gaz de 345 MW de KAHRAMA en juin 2006, la centrale à cycle combiné de 825 MW de SKS en juillet 2006 et la centrale turbine à gaz de 485 MW de SKB en août 2007.

6.2. Capacité en développement

Une capacité globale de **5676 MW** est actuellement en cours de réalisation.

Il s'agit :

- Des actions de remplacement et de réhabilitation des moyens de production de SPE, décidées dans le cadre du plan d'urgence retenu pour SPE, qui consiste en la réalisation de 1780 MW de type turbine à gaz.
- Le développement de 3896 MW, nécessaires pour faire face à l'évolution de la charge.
- La construction de la centrale hybride gaz/solaire de 160 MW à Hassi R'Mel, par la société Solar Power Plant (SPP1) [4].

Le tableau ci-dessous énumère les nouvelles centrales réalisées et en cours de réalisation :

Tableau I.7 : Les nouvelles centrales réalisées ou en cours de réalisation [5].

Centrale	Type	Puissance nominale (MW)
Oran Est	TG	2×37.5
Relizane	TG1	3×155
	TG2	
	TG3	
Arbaa	TG1	4×140
	TG2	
	TG3	
	TG4	
Alger port	TG1	2×35.5
	TG2	
M'sila	TG1	2×215
	TG2	
Annaba	TG1	2×35.5
	TG2	
Batna	TG1	2×127
	TG2	
Hadjret ennous	CC	3×400
Terga	CC	3×400
K.Edraouch	CC	3×400
Hassi R'Mel	Hybride (CTG Solaire)	160 MW (25 MW Solaire)

7. Les interconnexions existantes

7.1. Des liaisons existent avec la Tunisie depuis 1953

- El Aouinet– Tadjrouine (1952) en 90 kV
- El Kala - Fernana (1954) en 90 kV
- El Aouinet – Tadjrouine (1980) e 220 kV
- Djebel Onk – Metlaoui (1984) en 150 kV

7.2. Des liaisons existent avec le Maroc depuis 1988

- Ghazaouet – Oujda (1988) en 220 kV
- Tlemcen – Oujda (1992) en 220 kV

La figure suivante nous montre les interconnexions existantes entre l’Algérie et les pays voisins.

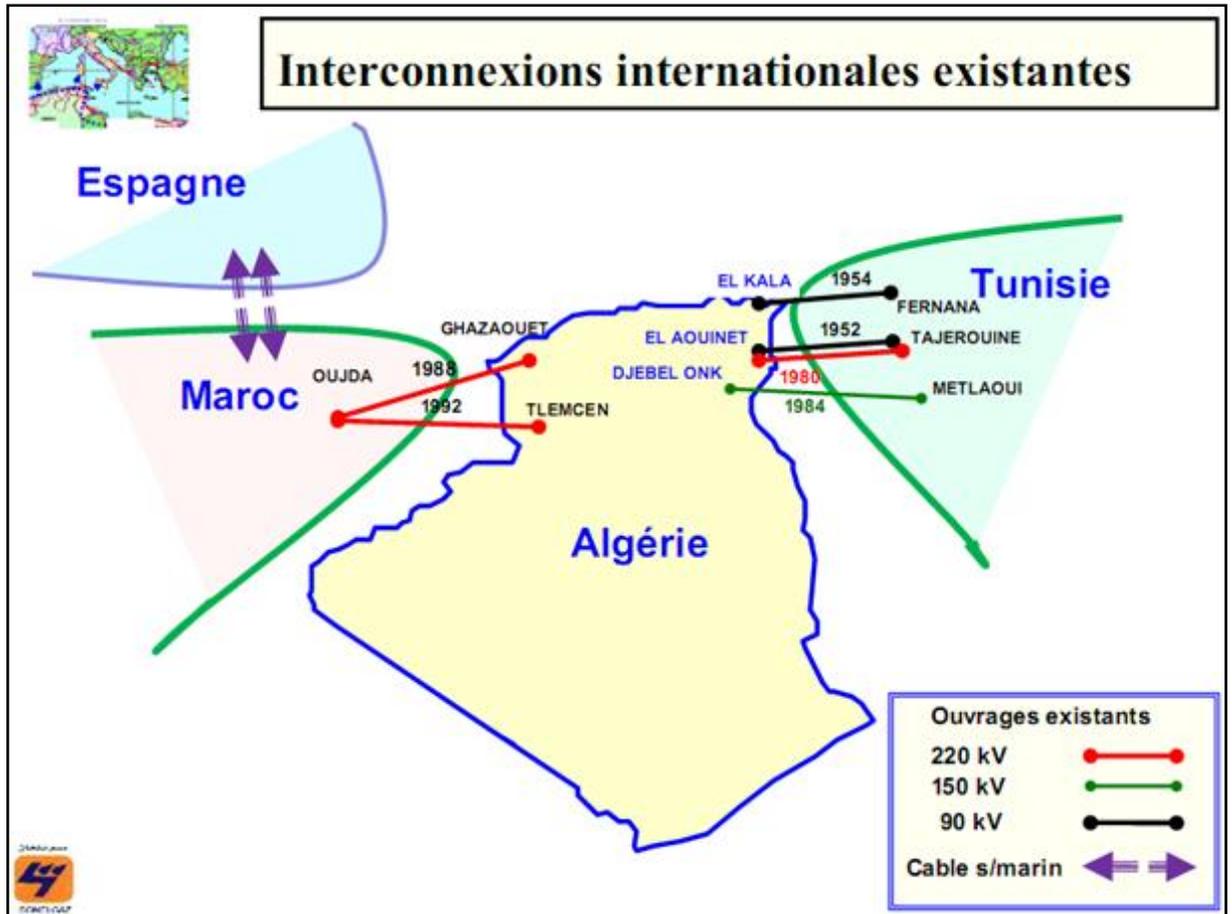


Fig. I.9 : Interconnexions existantes entre l’Algérie et les pays voisins [5].

8. Politique d’investissement

Le développement du parc proposé dans le présent programme a été déterminé sur la base d’une stratégie privilégiant l’utilisation du gaz naturel comme combustible principal, en cohérence avec les orientations de la politique énergétique nationale qui prévoient l’introduction des énergies solaire et éolienne, de la cogénération et du nucléaire. Cette dernière filière est considérée au-delà de la période couverte par cette étude.

Aussi, les technologies retenues pour les nouveaux investissements dans la production d’électricité pour le réseau national interconnecté sont celles de la filière gaz : les turbines à gaz (TG) et les cycles combinés (CC). Ce choix semble être le plus approprié

pour cette période, tant pour des considérations techniques et économiques que environnementales.

Les turbines à gaz se justifient, pour un fonctionnement en pointe, par leur rapidité de démarrage et leur faible coût d'investissement. Les cycles combinés sont des candidats techniquement et économiquement intéressants pour un fonctionnement en base, en raison de leur très bon rendement et de leurs excellentes prestations environnementales lorsqu'on les compare, à puissances égales, aux autres types d'unités utilisant des combustibles fossiles. Ainsi, les moyens de production candidats retenus sont les **turbines à gaz de palier 100 et 200 MW et les cycles combinés de palier 400 MW.**

9. Production décentralisée et énergies renouvelables

La politique énergétique préconise l'accroissement de la contribution des énergies renouvelables dans le bilan énergétique national ainsi que l'encouragement des systèmes énergétiques à haut rendement. Le scénario proposé est fondé sur une montée progressive de ces énergies dans le bilan énergétique national.

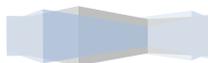
Tableau I.8 : Programme des investissements en énergies renouvelables [5].

Année		2009	2010	2011	2012	2013	2014	2015	2016	2017
Solaire thermique	MW		30	30	100	100	100	100	170	170
	GWh		60	60	200	200	200	200	340	340
	% bilan production		0.144	0.129	0.386	0.351	0.328	0.315	0.510	0.485
Eolien	MW			10	10	20	20	40	60	80
	GWh			20	20	40	40	80	120	160
	% bilan production			0.039	0.035	0.066	0.063	0.120	0.171	0.218
Cogénération	MW		50	100	100	150	200	250	300	450
	GWh		350	700	700	1050	1400	1750	2100	3150
	% bilan production		0.753	1.353	1.228	1.720	0.206	2.624	2.999	4.285
Photovoltaïque	MW	0.5	1.1	1.6	2.1	2.6	3.1	3.6	4.1	5.1
	GWh	0.345	2.2	3.2	4.2	5.2	6.2	7.2	8.2	10.2
	% bilan production	0.001	0.005	0.006	0.007	0.009	0.010	0.011	0.012	0.014
Programme Enr	MW	0.5	81.1	141.6	212.1	272.6	323.1	393.6	534.1	705.1
	GWh	0.345	412.2	783.2	924.2	1292.2	1646.2	2037.2	2568.2	3660.2
	% bilan production	0.001	0.885	1.513	1.621	2.122	2.594	3.055	3.667	4.979

L'introduction des énergies renouvelables en Algérie peut se faire selon les approches suivantes :

1. Complément à l'électrification rurale pour l'alimentation en électricité de sites isolés.
2. Hybridation des centrales diesel existantes ou nouvelles par des systèmes photovoltaïques ou par des éoliennes, selon le site et la puissance.
3. Approche dictée par des considérations de politique énergétique, de veille technologique ou de conformité à des engagements environnementaux.

Cette approche concerne notamment les filières solaire thermique, éolienne et cogénération.



CHAPITRE II

ESTIMATION DU

RAYONNEMENT SOLAIRE

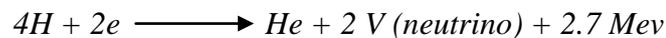
1. Introduction

L'énergie solaire représente une source importante pour tous les potentiels énergétiques renouvelables. C'est le rayonnement émis dans toutes les directions par le soleil, et que la terre reçoit à raison d'une puissance moyenne de 1,4 kW/m², pour une surface perpendiculaire à la direction terre-soleil. Ce flux solaire a été atténué lors de la traversée de l'atmosphère par absorption ou diffusion, suivant les conditions météorologiques et la latitude du lieu au niveau du sol.

Afin d'exploiter au mieux cette ressource énergétique et pour un bon dimensionnement des installations solaires, il est nécessaire de connaître la quantité de l'énergie solaire disponible en un endroit bien spécifique à chaque instant de la journée et de l'année.

2. Description du soleil

Le soleil est une sphère gazeuse composée presque totalement d'hydrogène. Son diamètre est de 1 391 000 km (100 fois celui de la Terre), sa masse est de l'ordre de 1,9866.10³⁰ kilogrammes et de densité moyenne 1 410 kg / m³. Il est à 149,45.10⁶ km de la terre. Toute l'énergie du Soleil provient des réactions thermonucléaires de fusion qui s'y produisent et qui sont schématisées par le cycle de **BETHE** :



Elles transforment à chaque seconde 564.106.000 tonnes d'hydrogène H en 560.106.000 tonnes d'Hélium He. La différence de 4 millions de tonnes est dissipée sous forme d'énergie ($E = mC^2$), ce qui représente une énergie totale de 36.10²² Kw [6].

Le soleil est un astre, et comme tous les astres, il est constitué de plusieurs couches bien distinctes qui vont former la structure interne du soleil et son atmosphère comme le montre la figure (**Fig.II.1**). Ces deux parties sont séparées par la surface du Soleil à 1 R_S définie comme étant la région dans laquelle le plasma devient subitement optiquement mince.

L'intérieur du soleil est formé de trois couches [7] :

➤ Le cœur ou noyau $0 < R < 0,23R_S$:

Le noyau représente environ 40% de la masse totale du soleil est une zone particulièrement importante puisqu'il est le siège des réactions thermonucléaires donnant lieu à l'énergie dégagée par le Soleil sous forme de rayonnement. C'est de là que provient toute l'énergie solaire, traversant toutes les couches jusqu'à la surface, puis l'espace interplanétaire. La température est de l'ordre de 15 millions de Kelvin, la

densité de $150.10^3 \text{ kg.m}^{-3}$ et La pression y est de 3.10^{16} Pa . Ce sont les fortes températures et pression qui permettent aux réactions thermonucléaires de s'initier.

➤ **La zone radiative $0,23 R_S < R < 0,7 R_S$:**

L'énergie libérée se propage tout d'abord sous forme de photons vers la surface à travers cette zone. Dans cette région opaque, les photons sont absorbés et réémis de nombreuses fois par les différents éléments qui composent le plasma. De ce fait, la traversée d'un photon dans la zone radiative dure en moyenne plus d'un million d'années, au lieu de seulement deux secondes si cette région était optiquement mince.

A mesure que l'on s'approche de la surface, la densité décroît aux environs de 150 kg/m^3 , la pression décroît jusqu'à 6.10^{11} Pa , et la température passe de 8.10^6 à $1,3.10^6 \text{ K}$. On pense que cette zone contient entre un tiers et la moitié de la masse du Soleil.

➤ **La zone de convection $0,7 R_S < R < 1 R_S$:**

La zone de convection est la dernière couche interne du Soleil et s'étend jusqu'à la surface solaire. La température décroît suffisamment (jusqu'à 6000 K) pour que des atomes se forment. La densité aussi décroît considérablement. L'énergie n'est plus transportée par rayonnement mais par convection vers la surface : le rayonnement chauffe la matière qui monte, se refroidit à proximité de la surface et se renforce alors.

La signature de cette convection est visible au niveau de la photosphère sous la forme de granulation.

L'atmosphère solaire est, elle aussi, formée de trois couches :

➤ **La photosphère :**

La photosphère est la première couche, dont provient 99% de la lumière, de l'atmosphère solaire. C'est une zone d'environ 500 km d'épaisseur où la température décroît avec l'altitude de 5800K à 4200K (températures calculées à partir de la loi de WIEN : la photosphère rayonnant approximativement comme un corps noir).

Nous observons dans cette région tout un réseau de cellules de granulation quasi-circulaires de rayons variant entre 800 et $30\ 000 \text{ km}$ constituant le sommet des cellules de convection sous-jacentes.

➤ **La chromosphère :**

La chromosphère est un milieu, très hétérogène, composé de structures diverses telles que les spicules, les fibrilles, les protubérances et les filaments qui s'étendent sur des hauteurs de plusieurs milliers de kilomètres qui s'étend de 500 à $2\ 000 \text{ km}$ d'altitude.

Visible comme un fin liseré rougeâtre autour du Soleil lors des éclipses totales de

Soleil, la particularité essentielle de cette couche de l'atmosphère du Soleil est que la température croît avec l'altitude, passant de 4 200K à près de 10 000K. Cette croissance de la température avec la distance au Soleil reste l'un des grands mystères de la physique solaire actuelle.

➤ **La couronne :**

La couronne est le nom que l'on donne à l'ensemble de l'atmosphère extérieure du Soleil qui s'étend jusque dans le milieu interplanétaire (la partie interne de la couronne interne s'étend sur un rayon de $1,5R_S$). C'est un milieu très peu dense dont la température atteint quelques deux millions de Kelvin (on le sait grâce à l'observation de certains ions qui ne peuvent exister qu'à des températures très élevées). Ce très fort gradient de température entre la chromosphère et la couronne se produit dans la région de transition dont l'épaisseur a été évaluée à quelques centaines de kilomètres. La couronne est souvent le siège de phénomènes violents comme les éruptions, qui se caractérisent par une brusque libération d'une quantité importante d'énergie, ou comme les éjections de masse coronale (en anglais Coronal Mass Ejection, CME), "bulles" de matière coronale qui s'envolent dans le milieu interplanétaire.

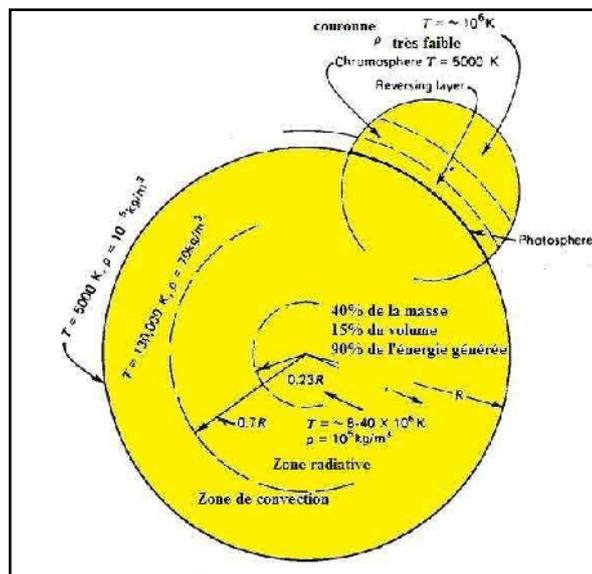


Fig. II.1 : Coupe schématique du soleil

3. Constitution physique du soleil

Le soleil apportait, grâce à l'étude de son rayonnement comme une sphère incandescente de plasma dont la température d'émission serait de 5.800 k. Son diamètre angulaire est de l'ordre d'un demi-degré ce qui fixe le rayon du soleil à 700.000 Km en prenant comme distance moyenne terre-soleil 150 millions de Km (8 minute lumière), des

mesurés précises (Daniel LAPLASE) effectuées à bord de satellites, qui gravitent à la limite de l'atmosphère terrestre, montrent que la distribution spectrale du rayonnement solaire est voisine de celle du corps noir idéal à la température 5800 K.

Cependant des différences apparaissent dans le domaine des rayons X [7-8] d'ultra-violet et de l'infrarouge comme nous pouvons le lire sur le spectre suivant :

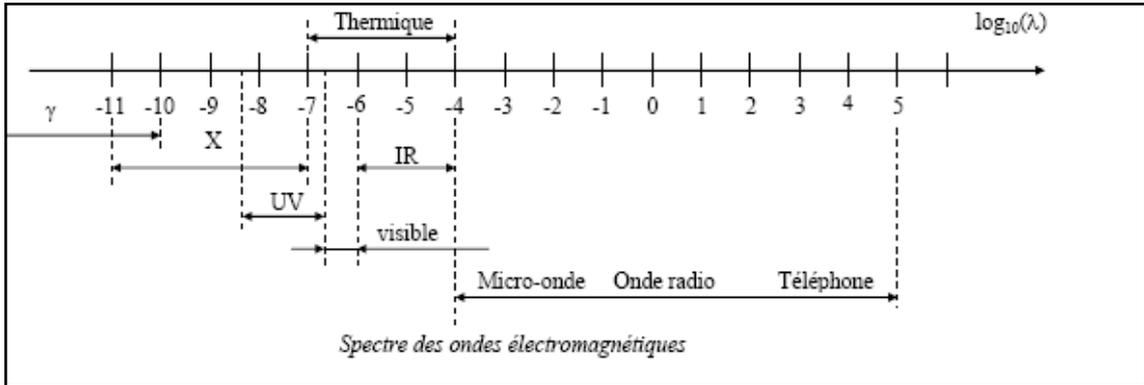


Fig. II.2. : Spectre des ondes électromagnétiques

4. La sphère céleste

La sphère céleste est une sphère imaginaire d'un diamètre immense, avec la terre au centre. On considère que tous les objets visibles dans le ciel se trouvent sur la surface de la sphère céleste. On peut résumer les différentes caractéristiques sur la sphère elle-même comme est représenté sur la figure (Fig.II.3) [8].

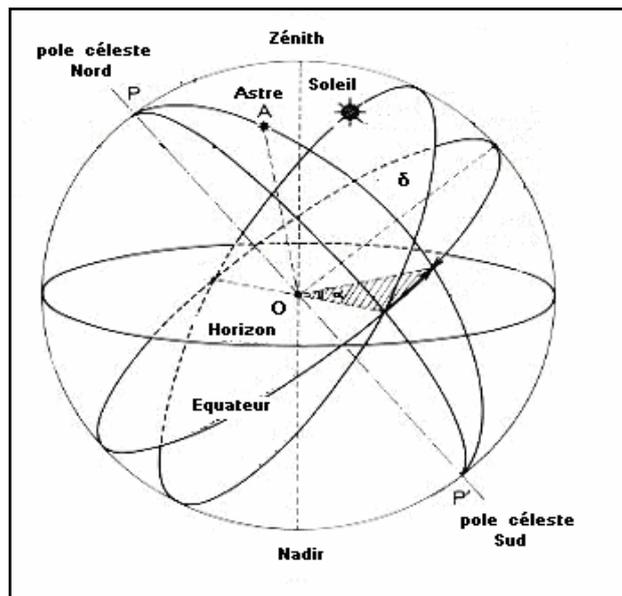


Fig. II.3 : La sphère céleste

5. Mouvements de la terre

La trajectoire de la Terre autour du Soleil est une ellipse dont le Soleil est l'un des foyers. Le plan de cette ellipse est appelé l'*écliptique*. L'excentricité de cette ellipse est faible, ce qui fait que la distance Terre/Soleil ne varie que de $\pm 1,7\%$ par rapport à la distance moyenne qui est de 149 675 106 km.

La Terre tourne également sur elle-même autour d'un axe appelé l'axe des pôles. Le plan perpendiculaire à l'axe des pôles et passant par le centre de la Terre est appelé l'*équateur*. L'axe des pôles n'est pas perpendiculaire à l'écliptique : l'équateur et l'écliptique font entre eux un angle appelé *inclinaison* et qui vaut $23^{\circ}27'$. Les mouvements de la Terre autour de son axe et autour du Soleil sont schématisés sur la figure (Fig.II.4).

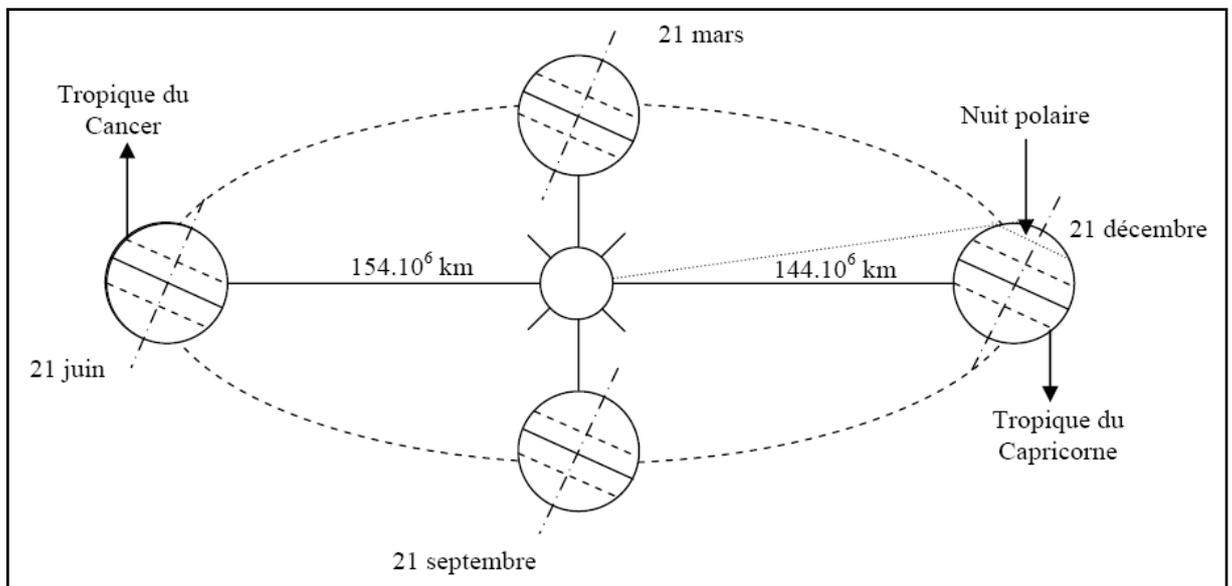


Fig. II.4 : Mouvements de la terre [9].

6. La position du soleil

La position du soleil est repérée à chaque instant de la journée et de l'année par deux systèmes de coordonnées différents [10] :

6.1. Les coordonnées équatoriales

Le mouvement du soleil est repéré par rapport au plan équatorial de la terre par deux angles (d, h).

Déclinaison du soleil « d » :

C'est l'angle que fait la direction du soleil avec sa projection sur le plan équatorial. Dans la littérature on trouve généralement deux expressions qui expriment cette déclinaison :

$$d = 23.45 \sin\left(\frac{360}{365}(N + 284)\right)$$

$$d = \arcsin\left(0.369 \sin\left(\frac{360}{365}(N - 82) + 2 \sin\left(\frac{360}{365}(N - 2)\right)\right)\right)$$

N étant le numéro du jour de l'année à partir du premier janvier

Angle horaire du soleil « H » :

C'est l'angle compris entre la méridienne origine passant par sud et la projection du soleil sur le plan équatorial, il mesure la course du soleil dans le ciel. Il est exprimé par la relation suivante :

$$H = 15(TSV - 12)$$

TSV : Temps soleil vrai

$$\text{L'angle « H » vaut : } \begin{cases} H = 0^\circ \text{ à } 12^h \\ H = 90^\circ \text{ à } 18^h \\ H = -90^\circ \text{ à } 6^h \end{cases}$$

DE est le décalage horaire par rapport à Greenwich (égal à 1 pour l'Algérie).

TSV est égal au temps légal corrigé par un décalage du à l'écart entre la longitude du lieu et la longitude de référence.

$$TSV = TL - DE + \left(\frac{E_t + 4\lambda}{60}\right)$$

$$E_t = 9.87 \sin(2 N') - 7.35 \cos(N') - 1.25 N'$$

$$N' = \frac{360}{365}(N - 81)$$

TL: Temps légal (donné par la montre).

E_t : Correction de l'équation du temps.

λ : Longitude du lieu.

6.2. Les coordonnées horizontales :

Le repère horizontal est formé par le plan de l'horizon astronomique et la verticale du lieu. Dans ce repère les coordonnées sont la hauteur « h » et l'azimut « a ».

Hauteur du soleil « h » :

C'est l'angle formé par la direction du soleil et sa projection sur le plan horizontal.

Il est particulièrement égal à :

0° au levé et couché astronomique du soleil.

90° à midi temps soleil vrai.

$$\sin(h) = \cos(d)\cos(\varphi)\cos(H) + \sin(\varphi)\sin(d)$$

φ : Latitude du lieu

Azimut du soleil « a » :

C'est l'angle compris entre la projection de la direction du soleil sur le plan horizontal et la direction du sud. La relation qui donne l'azimut « a » est la suivante :

$$\sin(a) = \frac{\cos(d)\sin(H)}{\cos(h)}$$

7. Orientation d'un Plan :

Un plan quelconque est défini par deux angles (α, γ).

γ : Hauteur du plan, c'est l'angle que fait la normale du plan avec sa projection sur le plan horizontal.

α : Azimut du plan, c'est l'angle que fait la projection de la normale sur le plan horizontal et la direction du sud.

L'inclinaison β du plan par rapport au plan horizontal est donnée par :

$$\beta = 90 - \gamma$$

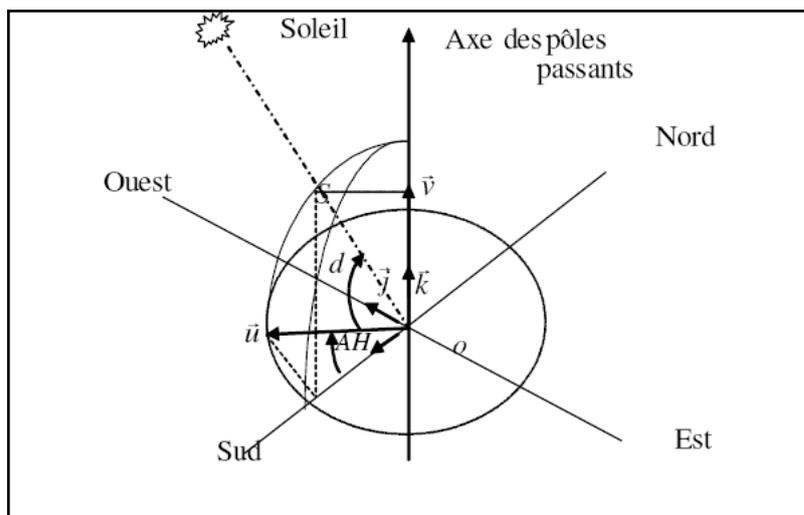


Fig. II.5 : Coordonnées équatoriales

8. Angle d'incidence sur un plan :

L'angle d'incidence « i » est l'angle entre la direction du soleil et la normale du plan.

Cet angle est déterminé par la connaissance des cosinus directeur du rayon incident et la normale en coordonnées horizontales :

$$\cos(i) = \sin(\alpha - a)\cos(\gamma)\cos(h) - \sin(\gamma)\sin(h)$$

En coordonnées horaires :

$$\begin{aligned} \cos(i) = & \sin(\alpha) \cos(\gamma) \sin(H) \cos(d) \\ & + \cos(\alpha)\cos(\gamma) \left\{ \begin{array}{l} \cos(H) \cos(d)\sin(\varphi) \\ -\sin(H)\cos(d)\cos(\varphi) \end{array} \right\} \\ & + \sin(\gamma) \left\{ \begin{array}{l} \cos(H)\cos(d)\cos(\varphi) \\ +\sin(H)\sin(\varphi) \end{array} \right\} \end{aligned}$$

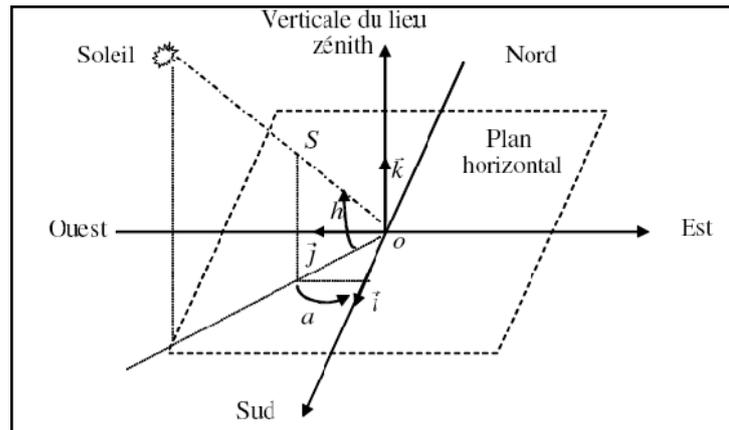


Fig. II.6 : Coordonnées horizontales

9. Rayonnement solaire

9.1.Constante solaire

Elle définie par l'énergie totale émise par le soleil a la limite de l'atmosphère terrestre sur une surface de 1 m² placée perpendiculairement au rayonnement solaire ; elle dépend de la distance terre-soleil puisque la trajectoire de la terre est elliptique et indépendante des conditions météorologiques.

Elle est exprimée par :

$$C = I_0 = \sigma T_s^4 (R_s / D_{st})^2$$

Avec :

σ : Constante de Stéphane Boltzmann = $5.67 \cdot 10^{-8} (W/m^2 K^4)$

R_s : Rayon du soleil (m)

D_{st} : Distance terre soleil (m)

9.2.Modèle de Capderou

Le modèle de Capderou nous permet de calculer les composantes directe et diffusée de l'irradiation reçue sur un plan en utilisant le trouble atmosphérique.

L'absorption et la diffusion causées par les constituants de l'atmosphère peuvent être exprimées par des facteurs de trouble ; à partir de ces facteurs, on peut exprimer les irradiances directes et diffusées par ciel clair.

9.2.1. Irradiation reçue sur un plan horizontal par ciel clair :

Afin d'estimer l'irradiation reçue sur un plan horizontal, il est indispensable de définir le facteur de trouble atmosphérique de Linke à ciel clair :

$$T_0^* = T_0 + T_1 + T_2$$

Avec :

T_0 : Le facteur du à l'absorption gazeuse tant par les constituants fixes de l'atmosphère que par l'ozone et surtout par la vapeur d'eau.

Ce facteur est exprimé comme suit :

$$T_0 = 2.4 - 0.9 \sin(\varphi) + 0.1(2 + \sin(\varphi))A_{he} - 0.2 Z - (1.22 + 0.14 A_{he})(1 - \sin h)$$

$$A_{he} = \sin\left(\left(\frac{360}{365}\right)(j - 121)\right)$$

Z : L'altitude du lieu.

T_1 : Le trouble correspondant à l'absorption par les gaz de l'atmosphère H_2O , CO_2 et O_3 .
Il est donné comme suit :

$$T_1 = 0.89^Z$$

T_2 : Le trouble relatif à la diffusion par les aérosols, il est dépendant à la fois de la nature et la quantité de l'aérosol.

Ce facteur est donné comme suit :

$$T_2 = (0.9 + 0.4 A_{he})0.63^Z$$

Après la détermination du facteur de trouble de Linke, on peut calculer l'irradiation directe par ciel clair obtenue sur un plan horizontal :

$$I = I_0 C_{t-s} \sin(h) \exp\left(-T_L^* \left(0.9 + \frac{9.4}{0.89^Z} \sin(h)\right)^{-1}\right)$$

9.2.2. Irradiation diffusée sur un plan horizontal :

$$a = 1.1$$

$$b = \log(T_L^* - T_0) - 2.8 + 1.02(1 - \sin(h))^2$$

$$D = I_0 \exp(-1 + 1.06 \log(\sin(h))) + a - \sqrt{a^2 + b^2}$$

$$G = I + D$$

9.2.3. Irradiation reçue sur un plan incliné :

➤ Le direct :

C'est la projection de la composante normale sur un plan incliné, elle est donnée comme suit :

$$I_n = I_0 C_{t-s} \exp\left(-T_L^* \left(0.9 + \frac{9.4}{0.89Z} \sin(h)\right)\right)^{-1}$$

$$I = I_n \cos(i)$$

Avec :

I_n : Le directe normal.

i : Angle d'incidence.

➤ Le diffus du ciel :

Il est composé de trois parties :

a. Composante directe ou circumsolaire :

Elle provient du voisinage du soleil dans un cône de demi-angle au sommet compris entre 3° et 15° qui peut être considéré qu'elle provient du soleil, elle est donnée par :

$$b = \log(T_L^* - T_0) - 2.8 - 0.5 \log(\sin(h))$$

$$a = 3.1 - 0.4 b$$

$$\delta_d = I_0 C_{t-s} \exp\left(-2.48 + \sin(h) + a - \sqrt{a^2 - 4b^2}\right)$$

b. Composante isotrope :

Elle correspond au ciel de luminance uniforme, elle est définie comme suit :

$$\delta_i = D - \delta_d \sin(h)$$

D : Diffus sur un plan horizontal.

c. Composante du cercle de l'horizon :

Cette composante est associée à une accumulation d'aérosols dans les basses couches atmosphérique, elle est exprimée comme suit :

$$b = \exp(0.2 - 1.75 \log(\sin(h)))$$

$$a = \log(T_L^* - T_0) - 3.1 - \log(\sin(h))$$

$$\delta_h = I_0 \frac{-0.02}{a^2 + ab + 1.8} \exp(\sin(h))$$

Le diffus du ciel, le rayonnement diffus incident en provenance du ciel est donnée par :

$$d_{ciel} = \delta_d \cos(i) + \delta_i \frac{1 + \sin(\gamma)}{2} + \delta_h \cos(\gamma)$$

➤ **Le diffus du sol :**

La fraction de l'énergie du rayonnement diffusé δ caractérise la réflexion de la lumière incidente, pour un plan quelconque (α, γ) , nous aurons :

$$d_{sol} = \delta_a \frac{1 - \sin(\gamma)}{2}$$

$$\delta_a = \delta G$$

➤ **Le diffus rétrodiffusé :**

Le diffus du sol est diffusé à nouveau par le ciel vers le sol, cette composante est donnée par :

$$\delta'_i = 0.9(\delta - 0.2)G \exp\left(-\frac{4}{\sqrt{T_L^* - T_0}}\right)$$

$$D = d_{ciel} + d_{sol} + \delta'_i \frac{1 + \sin(\gamma)}{2}$$

D'où la puissance du rayonnement global incident à un instant donné sur un plan (α, γ) est :

$$G = I + D$$

10. Rayonnement en Algérie

L'Algérie possède un gisement solaire important, de part son climat ; la puissance solaire moyenne maximale en tout point de notre pays est d'environ 1 kW/m². L'énergie journalière maximale moyenne (ciel clair, mois de juillet) dépasse les 6 kW/m² et l'énergie annuelle maximale en Algérie est de l'ordre de 2 500 kWh/m² [11].

La carte ci-dessous représente les différentes zones solaires de l'Algérie.

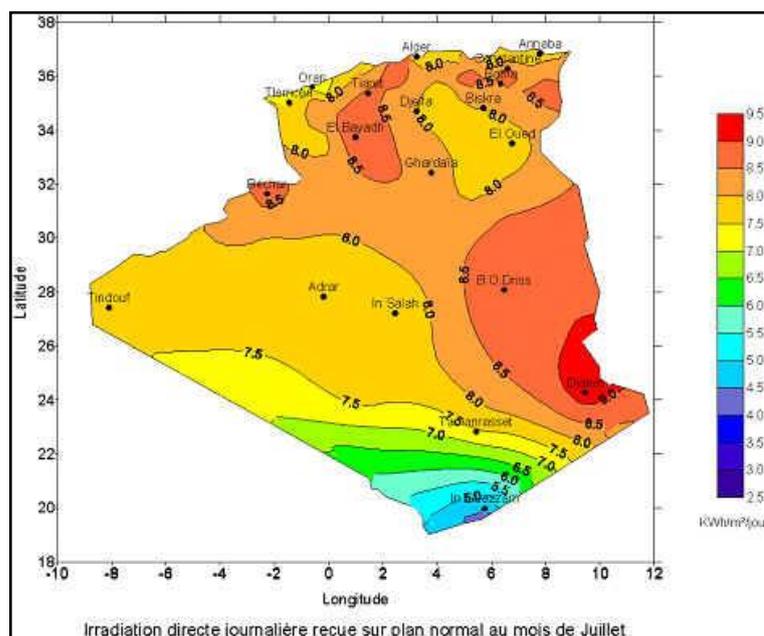


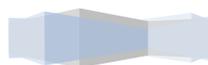
Fig. II.7: Potentiel solaire de l'Algérie

11. Conclusion

L'étude du rayonnement solaire demeure indispensable pour le meilleur choix du site en vue d'installation des centrales solaires. Le rayonnement reçu par un capteur solaire dépend également du niveau d'ensoleillement du site considéré et de son orientation par rapport au soleil.

Un capteur solaire fixe reçoit le maximum d'énergie lorsqu'il est orienté vers le sud et est incliné selon un angle pratiquement égal à la latitude du lieu. Par exemple les capteurs installés à Constantine sont inclinés de 37 °.

Pour que le rayonnement solaire soit perpendiculaire au panneau solaire, et afin d'optimiser tout le système de captation, il est nécessaire de recourir à la technique de poursuite du soleil par des mécanismes d'ajustement ou de poursuite automatisés et programmables.



CHAPITRE III

EVALUATION DES

SURFACES DU CAPTEUR

SOLAIRE

1. Introduction

On conçoit souvent les applications thermiques solaires pour obtenir des températures élevées puisque le rendement des systèmes de génération d'électricité augmente avec la température. Cependant, le rendement est indissociable de la puissance, et à puissance maximum le rendement est bien inférieur, égal à $(1 - \sqrt{T_c/T_h})$ à celui de Carnot $(1 - T_c/T_h)$ et qui est nul pour les mêmes températures de sources considérées. Pour la conversion de l'énergie, il serait plus approprié de concevoir les cycles à puissance maximum car la fourniture d'énergie est gratuite. Le capteur cylindro-parabolique est convenable pour obtenir des températures supérieures à 100 °C. Il se présente comme un module ayant un réflecteur de forme parabolique disposé cylindriquement autour du foyer. Cette géométrie lui permet de concentrer au foyer l'énergie solaire incidente, selon une génératrice linéaire (lieu des foyers) où est placé un tube absorbeur dans le quel circule un fluide caloporteur.

Cette étude s'inscrit comme travail ayant pour objectif de modéliser le phénomène de transfert de chaleur dans l'absorbeur d'un capteur cylindro-parabolique et de déterminer l'évolution de la température de ce système à travers les différents échanges thermiques. Avant d'établir ces échanges dans le concentrateur considéré, nous devons passer par une synthèse sur le principe de fonctionnement, les types de capteurs et centrales solaires à concentration avec un rappel sur les différents modes de transferts de chaleur.

2. Les capteurs solaires

2.1. Principe

Le rôle d'un capteur solaire thermique est de transformer le rayonnement solaire qu'il reçoit en énergie calorifique utilisable, le plus souvent par l'intermédiaire d'un fluide caloporteur qui est souvent de l'eau, de l'air, ou de l'huile.

L'énergie solaire rayonnée est captée par la surface absorbante du capteur solaire. Dans de nombreux types, les revêtements sélectifs sont appliqués sur les surfaces absorbantes pour augmenter l'efficacité. Un fluide caloporteur absorbe et véhicule l'énergie captée par l'absorbeur.

2.2. Les différents types de capteurs solaires

Il existe des différents types de capteurs solaires pour chauffer les liquides. Leur choix dépend de la température désirée, et des conditions climatiques pendant la période d'utilisation du système. Les technologies les plus courantes sont : les capteurs à liquide plans sans vitrage, les capteurs à liquide plans vitrés, les capteurs solaires à tubes sous vide et les capteurs à concentration.

2.1.1. Capteurs plans à liquide sans vitrage

Les capteurs plans sans vitrage sont ordinairement faits de plastique polymère noir lorsque l'ensoleillement est élevé. Normalement, ils n'ont pas de revêtement sélectif et n'ont ni cadre ni isolation en arrière. Ils sont simplement posés sur un toit ou sur un support en bois. Ces capteurs de faible coût captent bien l'énergie solaire abondante ; cependant les pertes thermiques vers l'environnement augmentent rapidement avec la température de l'eau, particulièrement dans les endroits venteux. Les capteurs sans vitrage sont couramment utilisés pour des applications demandant une fourniture d'énergie à basse température (piscines, eau d'appoint en pisciculture, chaleur industrielle, etc.); dans les climats froids, ils sont habituellement utilisés exclusivement durant l'été à cause de leurs pertes thermiques élevées.

2.1.2. Capteurs plans à liquide avec vitrage

Dans les capteurs à liquide plans avec vitrage, comme il est montré dans la figure (Fig.III.1), une plaque absorbante (qui souvent est recouverte d'un revêtement sélectif) est fixée dans un cadre entre un vitrage simple ou double et un panneau isolant placé à l'arrière. L'énergie solaire est ainsi emprisonnée dans le capteur à cause du vitrage par effet de serre. Ces capteurs sont couramment utilisés pour des applications à températures modérées (chauffage de l'eau sanitaire, chauffage de locaux, chauffage de piscines intérieures ouvertes toute l'année et chauffage pour procédés industriels).

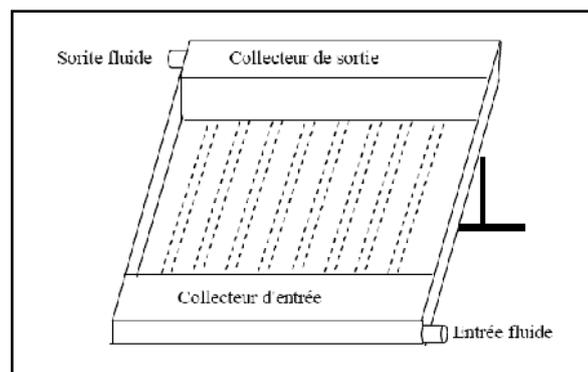


Fig.III.1 : schéma principe d'un capteur solaire plan à liquide avec vitrage

2.1.3. Capteurs solaires à tubes sous vide

Les capteurs solaires à tubes sous vide, comportent un absorbeur revêtu d'une surface sélective et enfermé sous vide dans un tube en verre. Ils captent bien l'énergie solaire et leurs pertes thermiques vers l'environnement sont extrêmement faibles. Les systèmes présentement sur le marché utilisent un caloduc pour extraire la chaleur de l'absorbeur (un liquide se vaporise au contact de l'absorbeur chaud, la chaleur est récupérée dans la

tête du tube lorsque la vapeur s’y condense et le condensat, retourne par gravité à l’absorbeur). Les capteurs sous vide sont bien adaptés aux applications requérant la fourniture d’énergie à des températures moyennes ou hautes (eau chaude domestique, chauffage de locaux et applications de chauffage industriel dans des gammes de températures de 60 °C à 80 °C, selon la température extérieure), en particulier dans les climats froids.



Fig. III.2 : Capteur solaire à tube sous vide [4]

3. Les centrales à concentration

3.1. Les centrales à capteurs paraboliques

Les capteurs paraboliques fonctionnent d'une manière autonome. Ils suivent le soleil sur deux axes afin de concentrer le rayonnement solaire sur le foyer de la parabole réfléchissante de façon continue. Le rapport de concentration est souvent supérieur à 2000 avec une température de 750°C ; le rapport de concentration est défini comme étant le rapport entre la surface du réflecteur sur la surface du récepteur.

De toutes les technologies solaires, les capteurs paraboliques ont démontré les meilleurs rendements solaire-électricité (29.4%).



Fig. III.3 : Capteur parabolique avec moteur Stirling[2]

Le concentrateur :

Le concentrateur solaire est composé d'une surface réfléchissante de verre ou de plastique et concentre le rayonnement incident à son foyer. Sa taille dépend évidemment de la puissance solaire requise. Comme ordre de grandeur, on peut considérer qu'un concentrateur de 10 m de diamètre peut fournir jusqu'à 25 KW d'électricité sous une insolation de 1000 W/m².

Le concentrateur possède deux degrés de liberté afin de poursuivre efficacement le soleil. Cette poursuite s'effectue de façon tout à fait autonome, contrairement aux autres capteurs.

Le récepteur :

Le récepteur absorbe l'énergie réfléchiée par le concentrateur et la transfère au fluide de travail du cycle de puissance. La température de la source chaude peut être adaptée en plaçant le récepteur plus ou moins loin du foyer du collecteur.

Deux types de cycles peuvent être utilisés en aval du récepteur : le cycle de Stirling ou le cycle de Brayton.

Dans le cas du moteur Stirling, le flux de chaleur transmis est intermittent, ce qui pose des problèmes de fatigue par dilatation thermique. Pour répondre à ce problème, un fluide intermédiaire (le plus souvent du sodium) est parfois utilisé entre le récepteur et le moteur Stirling. L'efficacité du transfert de chaleur atteint 90%.

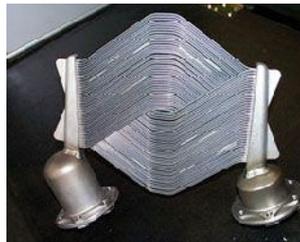


Fig. III.4 : Récepteur pour un cycle de Stirling[2]

Dans le cas des cycles de Brayton, le rayonnement solaire est absorbé par une substance poreuse qui réchauffe l'air d'alimentation du cycle. Cette méthode offre un rendement de 80%.

Cycle de puissance :

Le système chargé de transformer la chaleur provenant de la radiation solaire en puissance mécanique est monté directement sur le capteur parabolique, à proximité de son foyer. Dans le cas contraire, le collecteur perdrait sa liberté de mouvement et ne pourrait plus poursuivre le soleil. Le système doit donc être le plus compact possible, de manière à occulter un minimum de rayonnement solaire.

Comme mentionné plus haut, deux solutions peuvent être utilisées :

➤ **Le cycle de Stirling :**

Le cycle de Stirling idéal est représenté sur la figure III.5, comprend quatre transformations :

- 1-2 : Compression isotherme
- 2-3 : Echauffement isochore
- 3-4 : Expansion isotherme
- 4-1 : Refroidissement isochore

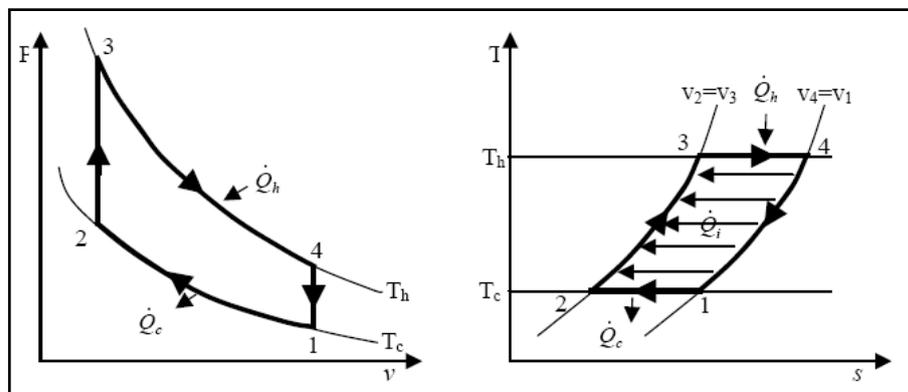


Fig. III.5 : Cycle de Stirling

Le rendement du cycle de Stirling idéal est égal au rendement de Carnot, puisque l'expansion et la compression sont isothermes. Cependant, de nombreuses irréversibilités existent dans le cycle qui réduit ce rendement, particulièrement dans le régénérateur.

Dans le cas des capteurs paraboliques, la source chaude si située généralement à une température de 700 °C et la source froide est assurée par l'air ambiant, brassé par un ventilateur à l'arrière du moteur. Le rendement chaleur-électricité du moteur Stirling à ces températures atteint 40%.

Le principal avantage du moteur Stirling est que son fluide de travail (hélium ou hydrogène à une pression de 200 bars) est totalement isolé de son environnement. Le transfert de chaleur s'effectue de façon externe, ce qui simplifie singulièrement la conception du système.

➤ **Cycle de Brayton**

La compacité des turbines à gaz, en fait également un candidat très adapté aux capteurs paraboliques. Il n'existe cependant actuellement aucun exemple de capteur parabolique

utilisant ce système, principalement à cause du design plus complexe et d'un rendement inférieur. Les prédictions évaluent le rendement chaleur-électricité de la turbine à gaz pour le capteur parabolique à 30%.

Le schéma d'intégration du cycle de Brayton sur le concentrateur solaire et représenté à la figure suivante :

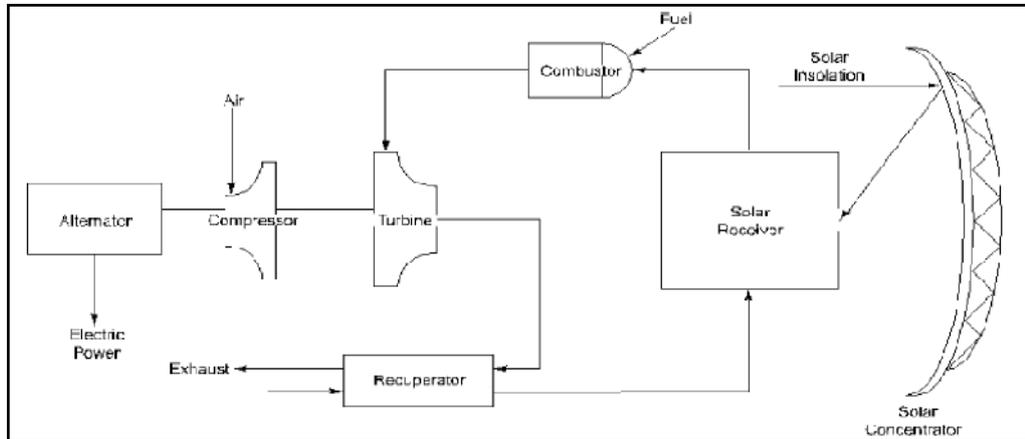


Fig. III.6: Cycle de Brayton

3.2. Les centrales à tours :

Ce type de centrales est constitué de nombreux miroirs concentrant les rayons solaires vers une chaudière située au sommet d'une tour. L'avantage de la tour solaire par rapport aux autres capteurs c'est que les pertes à l'ambiance sont inférieures car la surface exposée est limitée.

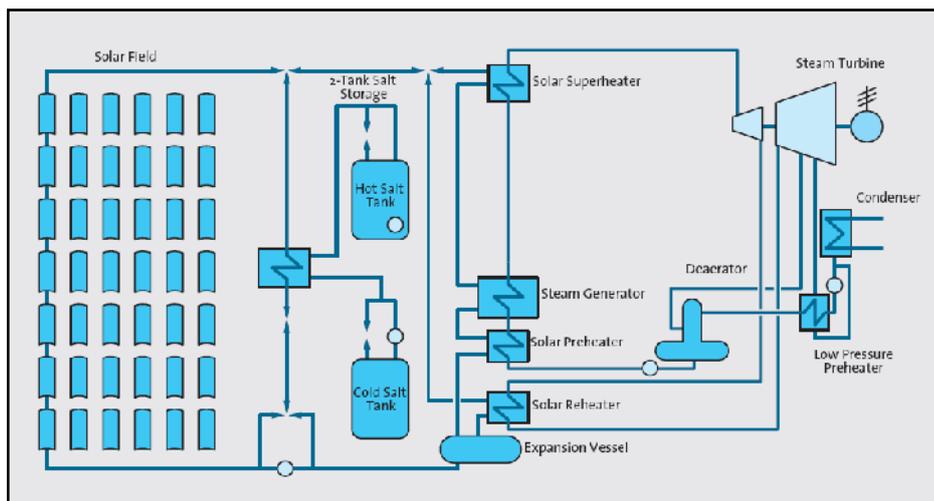


Fig. III.7 : Configuration typique d'un système de tour solaire [2]

Les miroirs uniformément répartis sont appelés héliostats. Chaque héliostat traque le soleil individuellement et le réfléchit en direction d'un receveur au sommet de la tour

solaire. Le facteur de concentration varie de 600 à plusieurs milliers, ce qui permet d'atteindre des températures importantes, de 800 °C à 1000°C.



Fig. III.8 : Schéma d'une tour solaire de la Californie

Fluide caloporteur et récepteur solaire :

Les trois fluides caloporteurs les plus utilisés sont la vapeur d'eau, l'air et les sels fondus.

L'installation pilote de Barstow en Californie a utilisé de la vapeur d'eau comme fluide caloporteur de 1982 à 1988. La vapeur d'eau a ensuite été remplacée par des sels fondus, qui ont l'avantage d'être également un moyen de stockage de l'énergie calorifique. Les premières approches utilisaient des faisceaux de tubes en acier au sommet de la tour pour absorber le rayonnement solaire. Ce concept a bien fonctionné sur l'installation de Barstow avec les sels fondus, mais a montré ses limites sur d'autres installations européennes lorsque l'air est utilisé comme fluide caloporteur. Des surchauffes locales des tubes en acier ont en effet été constatées ainsi que des transferts de chaleurs inadéquats.

Un nouveau concept de récepteur à air a alors été mis au point dans le cadre du projet allemand PHOEBUS : le récepteur volumétrique. Ce récepteur utilise un maillage de fils métalliques, directement exposé à la radiation solaire incidente. Le bon fonctionnement de ce système a été validé sur une installation pilote de 2.5 MW à Almeria mais n'est pas encore disponible commercialement. Les températures atteintes sont de 800°C, mais des températures supérieures pourraient être atteintes avec des structures poreuses de SiC ou de Al_2O_3 actuellement en développement.

pompé à travers des échangeurs conventionnels afin de produire de la vapeur surchauffée qui fait fonctionner une turbine/générateur électrique.

Le collecteur :

Le collecteur est le composant de base du champ solaire. Il est composé d'un réflecteur cylindro-parabolique (miroir), d'une structure métallique, d'un tube récepteur et du système de poursuite solaire.

Les miroirs sont composés de verre pauvre en fer, dont la transmissivité atteint 98%. Ce verre est recouvert d'une pellicule d'argent en sa partie inférieure, et d'un enduit spécial de protection. Un réflecteur de bonne qualité peut réfléchir 97% du rayonnement incident. Le facteur de concentration pour un capteur cylindro-parabolique est d'approximativement 80.



Fig. III.11 : Champs de collecteurs

Le rôle du mécanisme de poursuite est d'adapter l'inclinaison du capteur de manière à ce que le rayonnement solaire incident soit toujours perpendiculaire au réflecteur. De cette manière, la radiation est réfléchi au foyer de la parabole et concentrée sur un tube récepteur dans lequel circule le fluide caloporteur.

La structure métallique doit suffisamment être solide pour résister aux importantes contraintes mécaniques liées au vent. Elle doit de plus être munie d'extrémités assurant la compatibilité entre les dilatations thermiques inégales de l'acier et du verre.



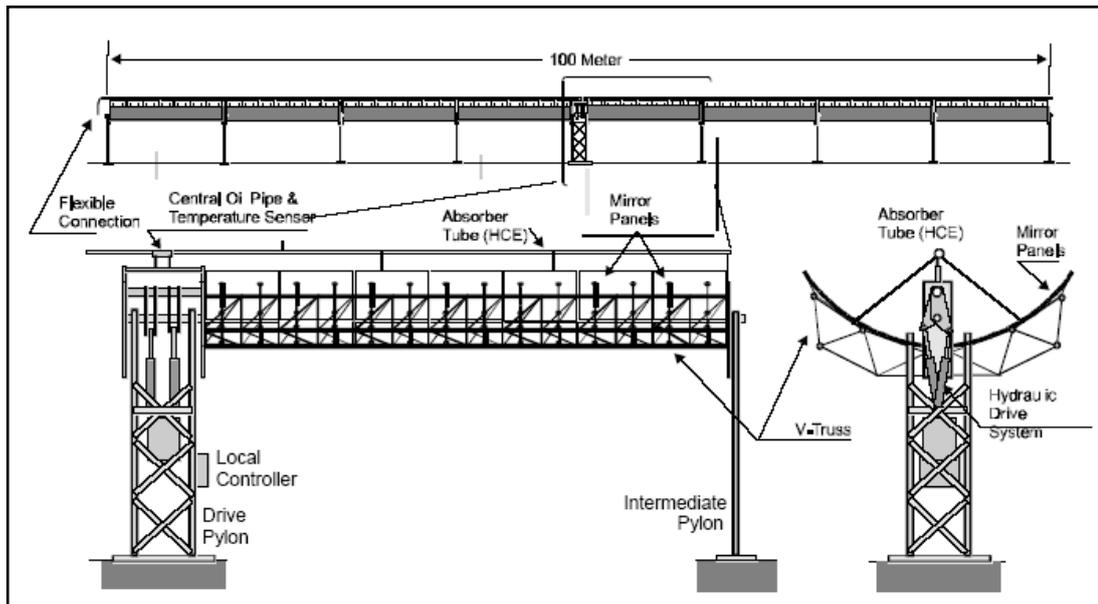


Fig. III.12: Vue schématique du collecteur cylindro-parabolique [2].

Le tube collecteur :

Le tube collecteur doit avoir les caractéristiques suivantes :

- Bonne absorption du rayonnement : son coefficient d'absorption doit être aussi élevé que possible afin d'éviter toute réflexion du rayonnement incident.
- Pertes thermiques limitées : La température du tube dépassant généralement 400°C, les pertes par échanges convectifs et radiatifs sont très importantes. Afin de les limiter, le tube est entouré d'une enveloppe de verre sous vide.

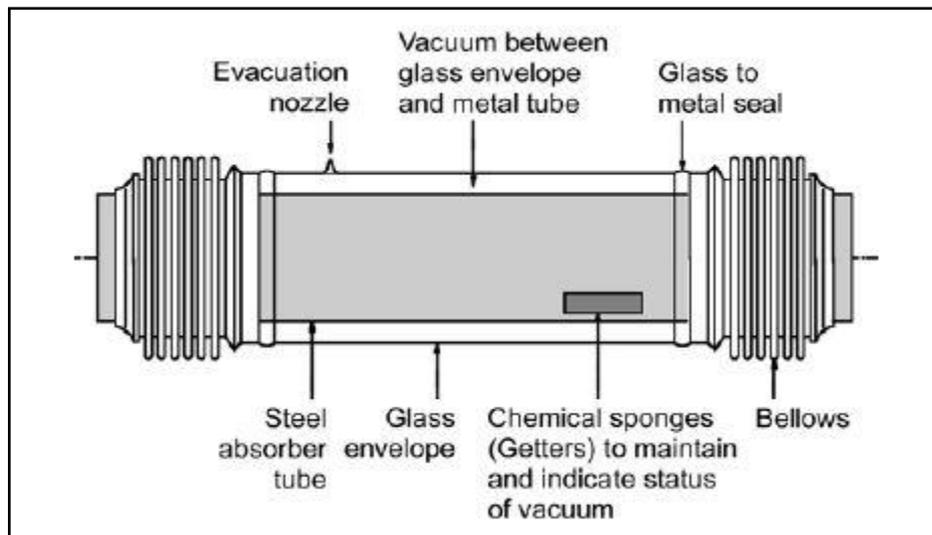


Fig. III.13 : Schéma du tube collecteur [2].

Le champ solaire :

Le champ solaire est la partie réceptrice de l'installation : le rayonnement solaire y est transformée en énergie thermique. Les collecteurs sont connectés en série pour former de longues files qui à leur tour sont connectées en parallèle. La taille du champ solaire dépend de la puissance désirée et de la température du fluide caloporteur en sortie.

Les collecteurs sont alignés dans la direction nord-sud, et disposent d'un système mono axial de poursuite du soleil dans la direction est-ouest. Un senseur permet de contrôler la position du soleil par rapport aux rangées de collecteur. Cette information est transmise au système de contrôle central qui ajuste l'angle d'inclinaison en fonction.

Le champ solaire peut avoir plusieurs configurations en fonction de la manière dont il est alimenté en fluide caloporteur. Dans tous les cas, la tuyauterie de sortie est la plus courte possible pour minimiser les pertes à l'ambiance.

Les différentes configurations sont :

- ***Installation à retour direct :***

C'est la configuration la plus simple et celle qui est la plus utilisée. Son inconvénient principal est le déséquilibre entre les pressions à l'entrée et à la sortie de chaque rangée de collecteurs. En effet, la distance parcourue par le fluide passant par dans la dernière rangée est plus courte que celle parcourue par le fluide de la première rangée.

Les pertes de charge sont donc plus ou moins importantes et le débit n'est pas identifié pour chaque rangée de collecteurs. Des vannes ajustant la perte de charge doivent alors être installées sur chaque rangée de collecteurs.

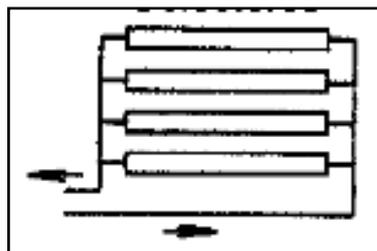


Fig. III.14 : Installation à retour direct

- ***Installation à retour indirect***

Les pertes de charge sont équilibrées pour chaque rangée en effectuant une boucle à l'entrée du champ solaire. La longueur totale de tuyauterie est légèrement augmentée, ainsi que les pertes à l'ambiance.

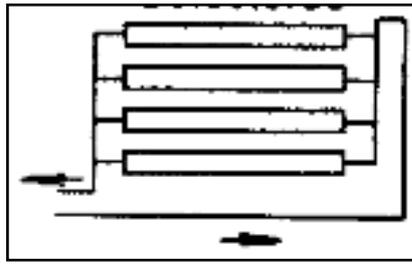


Fig. III.15 : Installation à retour indirect

▪ *Installation à alimentation centralisée*

Le but de ce type d'installation est de minimiser la longueur totale de tuyauterie. Comme pour l'installation à retour direct, des vannes d'ajustement de la perte de charge sont nécessaires sur chaque rangée de capteurs.

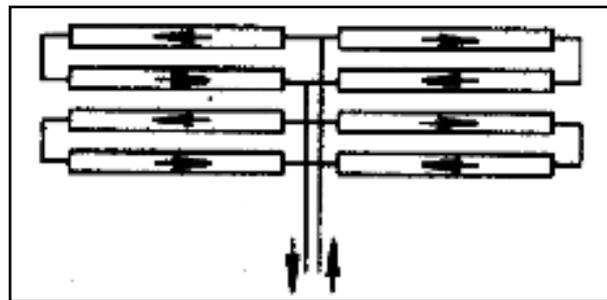


Fig. III.16 : Installation à alimentation centralisée

4. Rappel sur les différents modes de transferts de chaleur

La thermodynamique permet de prévoir la quantité totale d'énergie qu'un système doit échanger avec l'extérieur pour passer d'un état d'équilibre à un autre.

La thermique (ou thermocinétique) se propose de décrire quantitativement (dans l'espace et dans le temps) l'évolution des grandeurs caractéristiques du système, en particulier la température, entre l'état d'équilibre initial et l'état d'équilibre final.

4.1. Définitions

4.1.1. Champ de température

Les transferts d'énergie sont déterminés à partir de l'évolution dans l'espace et dans le temps de la température: $T = F(x, y, z \text{ et } t)$.

La valeur instantanée de la température en tout point de l'espace est un scalaire appelé champ de température, nous distinguerons deux cas :

- Champ de température indépendant du temps : le régime est dit *permanent* ou *stationnaire*.

- Evolution du champ de température avec le temps : le régime est dit *variable* ou *instationnaire*.

4.1.2. Flux de chaleur

La chaleur s'écoule sous l'influence d'un gradient de température par conduction des hautes vers les basses températures.

La quantité de chaleur transmise par unité de temps et par unité d'aire de la surface isotherme est appelée densité de flux de chaleur :

$$\phi = \frac{1}{S} \frac{dQ}{dt}$$

Où S est l'aire de la surface en m²

On appelle un flux de chaleur la quantité de chaleur transmise sur la surface S par unité de temps :

$$\phi = \frac{dQ}{dt}$$

4.2. Les différents modes de transfert de chaleur

4.2.1. La conduction

C'est le transfert de chaleur au sein d'un milieu opaque, sans déplacement de matière, sous l'influence d'une différence de température. La propagation de la chaleur par conduction à l'intérieur d'un corps s'effectue selon deux mécanismes distincts : une transmission par les vibrations des atomes ou molécules et une transmission par les électrons libres.

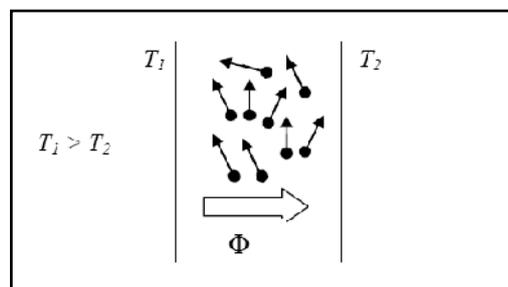


Fig.III.17 : Transfert de chaleur par conduction

La théorie de la conduction repose sur l'hypothèse de Fourier : la densité de flux est proportionnelle au gradient de température [12] :

$$\phi \equiv -\lambda S \text{ grad}(T)$$

En forme algébrique :

$$\phi = -\lambda S \frac{\partial T}{\partial x}$$

Avec :

ϕ : Le flux de chaleur transmis par conduction [W].

λ : La conductivité thermique du milieu [$W m^{-1} \text{ } ^\circ C^{-1}$].

x : La variable d'espace dans la direction du flux [m].

S : Aire de la section de passage du flux [m^2].

Dans un milieu isotrope, la conductivité thermique λ représente une grandeur scalaire positive, caractéristique du milieu, fonction en général de T . Pour un milieu isotrope et homogène λ ne dépend pas de T . Dans de nombreux cas pratiques, lorsque les écarts de température ne sont pas trop élevés, on peut considérer, avec une précision suffisante, λ comme une constante pour un milieu donné.

On trouvera dans le tableau suivant les valeurs de la conductivité thermique λ de certains matériaux les plus courants :

Tableau III.1 : Conductivité des matériaux

Matériaux	Conductivité [$W m^{-1} \text{ } ^\circ C^{-1}$]
Argent	419
Cuivre	386
Aluminium	204
Verre	0,78
Laine de verre	0,036-0,047
Acier doux	45
Acier inox	14.9
Aire	0.026

4.2.2. La convection :

C'est le transfert de chaleur entre un solide et un fluide, l'énergie étant transmise par déplacement du fluide.

Ce mécanisme de transfert est régi par la loi de Newton [12] :

$$\phi = h S(T_p - T_\infty)$$

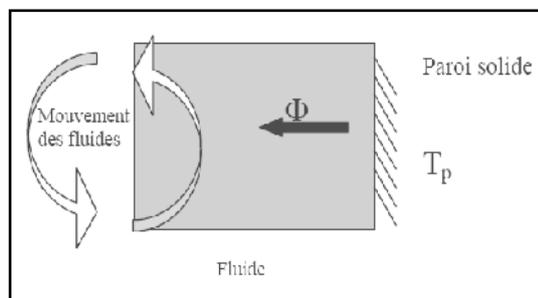


Fig.III.18 : Transfert de chaleur par convection

Avec :

ϕ : Le flux de chaleur échangé par convection [W].

h : Le coefficient de convection [$W m^{-2} \text{ } ^\circ C$].

T_p : Température de la surface du solide [$^\circ C$].

T_∞ : Température du fluide loin de la surface du solide [$^\circ C$].

S : Aire de la surface de contact fluide/solide [m^2].

4.3. Les nombres adimensionnels

▪ Nombre de Prandtl

Le nombre de Prandtl est défini par le rapport de la diffusivité mécanique ou viscosité cinématique ν sur la diffusivité thermique a .

$$Pr \equiv \frac{\mu C_p}{\lambda} = \frac{\nu}{a}$$

Avec :

μ : Viscosité dynamique [PI].

C_p : Chaleur spécifique [$J kg^{-1} K^{-1}$].

λ : Conductivité thermique [$W m^{-1} \text{ } ^\circ C^{-1}$].

Remarque :

Un fluide peu visqueux mais bon conducteur thermique, aura un Pr très faible et vice versa.

▪ Nombre de Nusselt :

Le nombre de Nusselt est donné par :

$$Nu \equiv \frac{h L}{\lambda_f}$$

Où L est la longueur caractéristique.

Le nombre de Nusselt exprime le rapport entre le flux de chaleur par convection dans le fluide et le flux par conduction, λ_f ici la conductivité du fluide. Contrairement au Pr, Nu dépend non seulement de la nature du fluide à travers λ_f , mais aussi de la géométrie de l'écoulement à travers la dimension caractéristique L et de champ de la vitesse dans la couche limite à travers sa dépendance sur h . Tout comme pour h , on définit un nombre de Nusselt moyen Nu et un nombre de Nusselt local [12].

$$Nu_l \equiv \frac{h_l L}{\lambda_l}$$

▪ Nombre de Grashof

Ce nombre exprime le rapport entre les forces de gravité multipliées par les forces d'inertie et le carré des forces de viscosité, il est défini comme suit :

$$Gr \equiv \frac{\beta g \rho^2 L^3 (T - T_f)}{\mu^2}$$

▪ Nombre de Rayleigh

Ce nombre caractérise l'écoulement en convection naturelle, il est exprimé comme suit :

$$Ra \equiv Pr Gr = \frac{\beta g L^3 (T - T_f)}{\alpha \nu}$$

Avec :

β : Coefficient de dilatation du fluide [k^{-1}].

L : Dimension caractéristique de la surface d'échange [m].

μ : Viscosité dynamique du fluide [$kg\ m^{-1}\ s^{-1}$].

g : Accélération de la pesanteur [$m\ s^{-2}$].

ρ : Masse volumique [$kg\ m^{-3}$].

▪ Nombre de Reynolds

Le nombre de Reynolds représente le rapport entre les forces d'inerties et les forces de viscosité, il est exprimé comme suit :

$$Re \equiv \frac{\rho u L}{\mu} = \frac{u L}{\nu}$$

Où u représente la vitesse de l'écoulement.

4.4. La convection naturelle et la convection forcée

Selon la nature du mécanisme qui provoque le mouvement du fluide, on distingue :

- La convection libre ou naturelle : le fluide est mis en mouvement par le seul effet des différences masses volumiques résultante des différences températures sur les frontières et d'un champ de forces extérieures (champ de la pesanteur).
- La convection forcée : le mouvement du fluide est induit par une cause indépendante des différences de température (pompe, ventilateur).

4.4.1. Flux de chaleur en convection forcée

L'application de l'analyse dimensionnelle montre que la relation liant le flux de chaleur transféré par convection aux variables dont il dépend peut être recherchée sous la forme d'une relation entre trois nombres adimensionnels :

$$Nu = f(Re, Pr)$$

Avec :

Nu : Nombre de Nusselt.

Re : Nombre de Reynolds.

Pr : Nombre de Prandtl.

Le calcul d'un flux de chaleur transmis par convection forcée s'effectue donc de la manière suivante :

1. Calcul des nombres adimensionnels de Reynolds et de Prandtl.
2. Suivant la valeur de Re et la configuration, nous choisissons la corrélation.
3. Calcul de Nu par application de cette corrélation.
4. Calcul du coefficient de transfert et du flux de chaleur comme suit:

$$\begin{cases} h = \frac{\lambda Nu}{d} \\ \phi = hS(T_p - T) \end{cases}$$

4.4.2. Flux de chaleur en convection naturelle :

L'application de l'analyse dimensionnelle montre que la relation liant le flux de chaleur transféré par convection aux variables dont il dépend peut être recherchée sous la forme d'une relation entre trois nombres adimensionnels :

$$Nu = f(Gr, Pr)$$

Avec :

Nu : Nombre de Nusselt.

Pr : Nombre de Prandtl.

Gr : Nombre de Grashof.

Le flux de chaleur transmis par convection naturelle se calcul par la manière suivante :

1. Calcul des nombres adimensionnels de Grashof et de Prandtl.
2. Suivant la valeur de Gr et la configuration, nous choisissons la corrélation.
3. Calcul de Nu par application de cette corrélation.
4. Calcul du coefficient de transfert et du flux de chaleur comme suit:

$$\begin{cases} h = \frac{\lambda Nu}{d} \\ \phi = hS(T_p - T) \end{cases}$$



4.5. Le rayonnement

Le rayonnement est un transfert d'énergie électromagnétique entre deux surfaces (même dans l'espace). Contrairement aux deux autres modes d'échange qui sont la conduction et la convection, le rayonnement ne nécessite pas l'existence d'un support matériel. Il se propage dans l'espace, comme dans tout type de milieu. Si ce milieu est homogène, il se propage en ligne droite.

4.5.1. L'émittance totale

C'est le flux total émis par unité de surface de la source. On considère globalement la puissance $d\phi$ émise par un élément de surface dS dans l'ensemble des directions où il peut rayonner (hémisphère limitée par le plan tangent à dS en son centre), et on divise ce flux par l'aire dS ; elle est exprimé par:

$$M = \frac{d\phi}{dS}$$

4.5.2. Le corps noir

C'est un corps idéal vis-à-vis du rayonnement qui, par définition, absorbe tout le rayonnement qu'il reçoit quelque soit la fréquence et la direction. A l'équilibre thermique, il émet autant de rayonnement qu'il en absorbe de sorte qu'un corps noir rayonne le maximum d'énergie de façon uniforme dans toutes les directions.

4.5.3. Loi du rayonnement thermique

- **Loi de Stéphane Boltzmann**

La loi de Stéphane Boltzmann nous permet de calculer l'émittance totale du rayonnement d'un corps noir dans l'espace en fonction de sa température absolue, elle est donnée par :

$$M^0 = \sigma T^4$$

- **Loi de Planck :**

Cette loi nous permet de calculer l'émittance monochromatique d'un corps noir $M_{\lambda,T}^0$ à la longueur d'onde λ et à la température T , elle est donnée comme suit :

$$M_{\lambda,T}^0 = \frac{C_1 \lambda^{-5}}{\exp\left(\frac{C_2}{\lambda T}\right) - 1}$$

$M_{\lambda,T}^0$: Le flux énergétique émis par la surface dans toute l'hémisphère en fonction de la longueur d'onde λ et de la température, elle est exprimé en $[Wm^3]$.

Dans le cas où λ est en μm , $M_{\lambda,T}^0$ est exprimé en $[W/m^2 \mu m]$.

Les constantes C_1 et C_2 sont égales à :

$$\begin{cases} C_1 = 3.74 \cdot 10^8 \mu m^4 / m^2 \\ C_2 = 1.44 \cdot 10^4 \mu m^{\circ}k \end{cases}$$

4.5.4. Réception du rayonnement par un solide

Quand un rayon incident d'énergie ϕ_λ frappe un corps à la température T, une partie $\phi_\lambda \rho_{\lambda T}$ de l'énergie incidente est réfléchi par la surface S, une autre partie $\phi_\lambda \alpha_{\lambda T}$ est absorbée par le corps qui s'échauffe et le reste $\phi_\lambda \tau_{\lambda T}$ est transmis et continue son chemin :

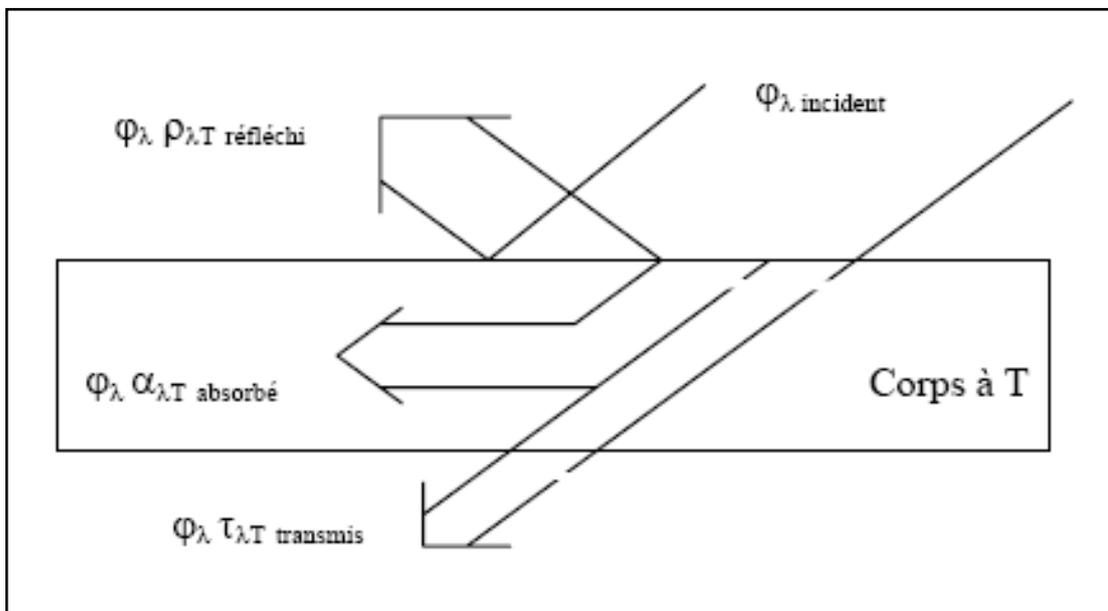


Fig.III.19 : Réception d'un rayonnement

On aura donc :

$$\phi_i = \phi_r \rho + \phi_a \alpha + \phi_T \tau$$

5. Echanges thermique entre les différentes surfaces du concentrateur

Dans cette partie, nous allons énumérer tous modes de transfert de chaleur existants entre les surfaces du concentrateur considéré.

5.1. Transfert de chaleur entre l'absorbeur et le fluide caloporteur

Considérons une convection forcée du fluide caloporteur dans le tube absorbeur, le flux de chaleur qui est gagné par le fluide caloporteur est calculé comme suit :

$$\phi_1 = h_1 \pi D_1 (T_2 - T_1)$$

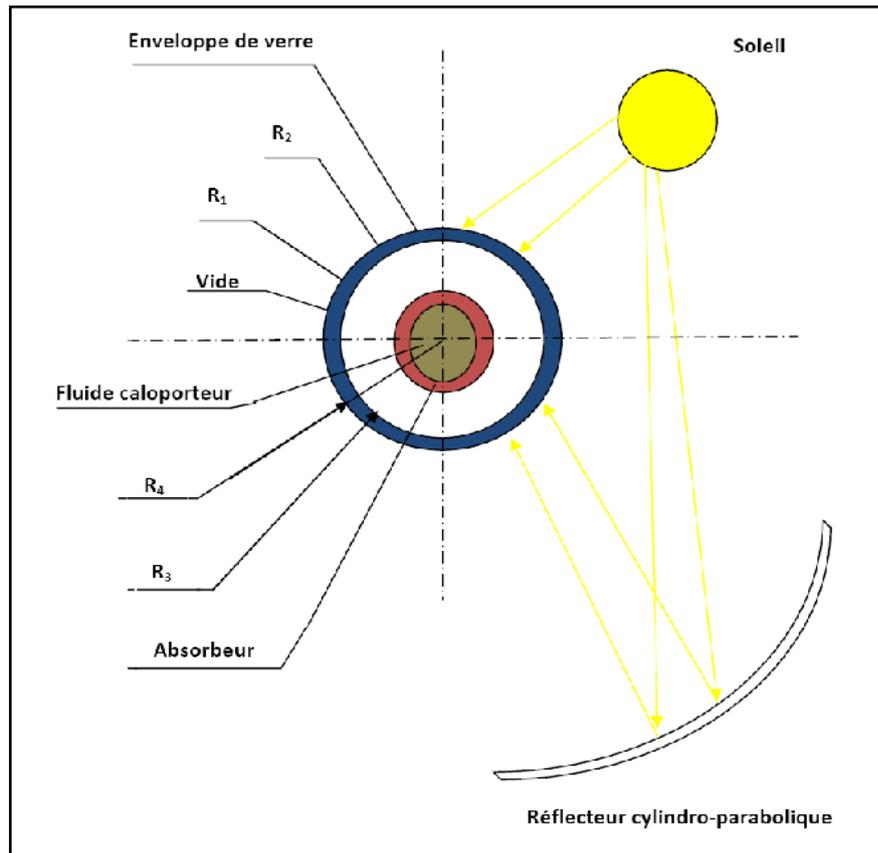


Fig.III.20 : Présentation des surfaces du capteur solaire cylindro-parabolique

h_1 Étant le coefficient de convection donné par la relation suivante :

$$h_1 = \frac{Nu_1 K_1}{D_1}$$

T_1 : La température du fluide caloporteur.

T_2 : La température de l'absorbeur.

D_1 : Le diamètre interne de l'absorbeur.

Le nombre de Nusselt est donné par la corrélation de Dittus-Boelter comme suit :

$$Nu_1 = 0.023 Re_1^{4/5} Pr_1^n$$

n Dépend des températures T_1 et T_2 , il est égal à :

$$\begin{cases} n = 0.4 \text{ pour } T_2 > T_1 \\ n = 0.3 \text{ pour } T_2 < T_1 \end{cases}$$

Les deux nombres de Reynolds et Prandtl sont donnés par:

$$Re_1 = \frac{4\rho_1 V}{\pi D_1 \mu_1}$$

$$Pr_1 = \frac{\mu_1 c_1}{K_1}$$

Avec :

μ_1 : La viscosité dynamique du fluide caloporteur.

ρ_1 : La masse volumique du fluide caloporteur.

K_1 : La conductivité thermique du fluide caloporteur.

V : La vitesse du fluide caloporteur.

5.2. Transfert de chaleur entre l'absorbeur et l'enveloppe du verre

Dans cette situation, nous avons deux modes de transfert de chaleur qui sont la convection et le rayonnement. Le flux de chaleur échangé l'absorbeur et l'enveloppe du verre est donné comme suit :

$$\phi_2 = \phi_{2,conv} + \phi_{2,ray}$$

La convection dans l'espace annulaire entre l'absorbeur et l'enveloppe du verre est calculée par des relations de convection naturelle entre deux cylindres concentriques comme suit [13] :

$$\phi_{2,conv} = \frac{2\pi K_{eff}}{\ln\left(\frac{D_3}{D_2}\right)} (T_2 - T_3)$$

T_3 : La température de l'enveloppe du verre.

D_2 : Le diamètre extérieur de l'absorbeur.

D_3 : Le diamètre intérieur de l'enveloppe du verre.

K_{eff} Etant la conductivité thermique effective de l'air. Elle représente la conductivité thermique que l'air stationnaire devrait avoir pour transférer la même quantité de chaleur de l'air mobile.

Cette conductivité est déduite de la relation suivante :

$$\frac{K_{eff}}{K_{air}} = 0.386 \left(\frac{Pr_{air}}{0.861 + Pr_{air}} \right)^{1/4} (Ra_c)^{1/4}$$

$$Ra_{ac} = \frac{\left(\ln \left(\frac{D_3}{D_2} \right) \right)^4}{L^3 \left(D_2^{-1/5} + D_3^{-3/5} \right)^5} Ra_l$$

L Étant La dimension caractéristique, donnée par :

$$L = \frac{D_3 - D_2}{2}$$

$$Ra_L = \frac{g \beta_{air} \rho_{air} (T_2 - T_3) L^3}{\alpha_{air} \mu_{air}}$$

β_{air} : Le coefficient de dilatation thermique de l'air.

$$T_m = \frac{T_2 + T_3}{2}$$

Le transfert de chaleur par rayonnement $\phi_{2,ray}$ entre deux cylindres concentriques est donnée par :

$$\phi_{2,ray} = \frac{\sigma \pi D_2 (T_2^4 - T_3^4)}{\frac{1}{\varepsilon_{abs}} + \frac{1 - \varepsilon_g}{\varepsilon_g} \left(\frac{D_2}{D_3} \right)}$$

ε_{abs} : Emissivité de l'absorbeur.

ε_g : Emissivité de l'enveloppe du verre.

σ : Constante de Stephan-Boltzmann.

5.3. Transfert de chaleur entre l'enveloppe du verre et l'environnement

Dans cette situation, considérons deux modes de transfert de chaleur : Convection et rayonnement.

$$\phi_3 = \phi_{3,conv} + \phi_{3,ray}$$

Pour le transfert de chaleur par convection, nous avons :

$$Nu_3 = 0.3 + \frac{0.62 Re_3^{1/2} Pr_3^{1/3}}{\left(1 + \left(\frac{0.4}{Pr_3} \right)^{2/3} \right)^{1/4}} \left(1 + \left(\frac{Re_3}{282} \right)^{5/8} \right)^{4/5}$$

$$Re_3 = \frac{\mu_{air,amb} V_{vent} D_4}{\mu_{air,amb}}$$

$$\phi_{3,conv} = h_3 \pi D_4 (T_3 - T_{amb})$$

$$h_3 = \frac{Nu_3 K_{air,amb}}{D_4}$$

Pour le rayonnement, nous avons :

$$\phi_{3,ray} = \varepsilon_3 \sigma \pi D_4 (T_3^4 - T_{amb}^4)$$

5.4. Transfert de chaleur entre l'enveloppe du verre et le collecteur

Afin d'estimer le flux de chaleur entre le collecteur et l'enveloppe du verre, on doit considérer le collecteur comme étant une paroi plane. Dans cette situation, nous avons deux modes de transfert de chaleur : convection et rayonnement.

$$\phi_4 = \phi_{4,conv} + \phi_{4,ray}$$

Pour la convection :

$$Nu_D = \left(0.6 + \frac{0.387 Ra_D^{1/6}}{\left(1 + \left(\frac{0.559}{Pr} \right)^{9/16} \right)^{8/27}} \right)^2$$

$$Ra_D = \frac{g \beta_{air} (T_4 - T_{amb}) D_4^3}{\nu \alpha}$$

$$T_m = \frac{T_4 + T_3}{2}$$

Pour le rayonnement, nous avons :

$$\phi_{4,ray} = \varepsilon_g \pi D_4 (T_{amb}^4 - T_4^4)$$

6. Analogie électrique

Considérons un système ayant pour but la transmission d'énergie sous forme de chaleur sensible, ses différents éléments sont portés à des températures différentes et échangent entre eux de la chaleur par conduction, convection et rayonnement. Soient deux éléments S_1 et S_2 d'un système S portés à des températures T_1 et T_2 , le flux de chaleur ϕ échangé entre S_1 et S_2 vérifie la relation suivante :

$$\phi = \frac{T_1 - T_2}{R}$$

R est la résistance thermique existant entre S_1 et S_2 , elle est en fonction du type de transfert mis en cause, des matériaux utilisés, ... etc.

La méthode des analogies électriques a pour fondement la similitude entre cette relation régissant les transferts de chaleur entre deux éléments et la loi d'Ohm qui régit les transferts de charges électriques entre deux points d'un circuit électrique et qui s'écrit :

$$I = \frac{V_1 - V_2}{R_e}$$

I : L'intensité du courant circulant du point 1 vers le point 2.

V_1, V_2 : Les potentiels respectifs au point 1 et 2.

R_e : La résistance électrique du circuit entre 1 et 2.

Le parallélisme conduit à envisager l'utilisation d'un circuit électrique comme modèle d'un système thermique. A tout élément pouvant être considéré comme homogène du point de vue de la température, on associe un point d'un circuit électrique et à tout mode de transfert de chaleur entre deux éléments de température différente, on associe une résistance électrique.

Lorsque le transfert de chaleur entre deux éléments s'opère suivant plusieurs modes simultanés (par exemple, convection et rayonnement), le circuit électrique modèle comportera des résistances en parallèle. Lorsqu'il s'effectue suivant plusieurs modes successifs (par exemple, conduction, puis convection), le circuit électrique modèle comportera des résistances en série. On pourra utiliser les lois de Kirchhoff :

-la résistance R équivalente à la mise en série de 2 résistances de R_1 et R_2 vérifie :

$$R = R_1 + R_2$$

-la résistance R équivalente à la mise en parallèle de R_1 et R_2 vérifie :

$$\frac{1}{R} = \frac{1}{R_1} + \frac{1}{R_2}$$

Avec :

hc,fa : coefficient d'échange thermique par convection (fluide caloporteur-absorbeur).

hc,av : coefficient d'échange thermique par convection (absorbeur-enveloppe du verre).

hr,av : coefficient d'échange thermique par rayonnement (absorbeur-enveloppe du verre).

hc,cv : coefficient d'échange thermique par convection (enveloppe du verre-collecteur).

$h_{r,cv}$: coefficient d'échange thermique par rayonnement (enveloppe du verre-collecteur).

$h_{r,vs}$: coefficient d'échange thermique par rayonnement (enveloppe du verre-soleil).

$h_{c,vs}$: coefficient d'échange thermique par convection (enveloppe du verre-soleil).

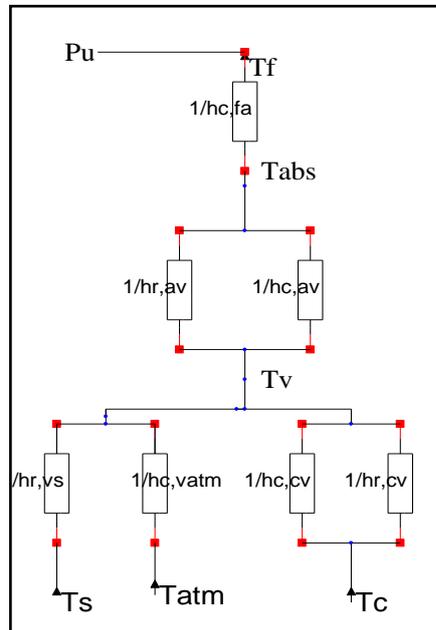


Fig.III.21 : Schéma électrique du capteur

Equivalence du schéma électrique :

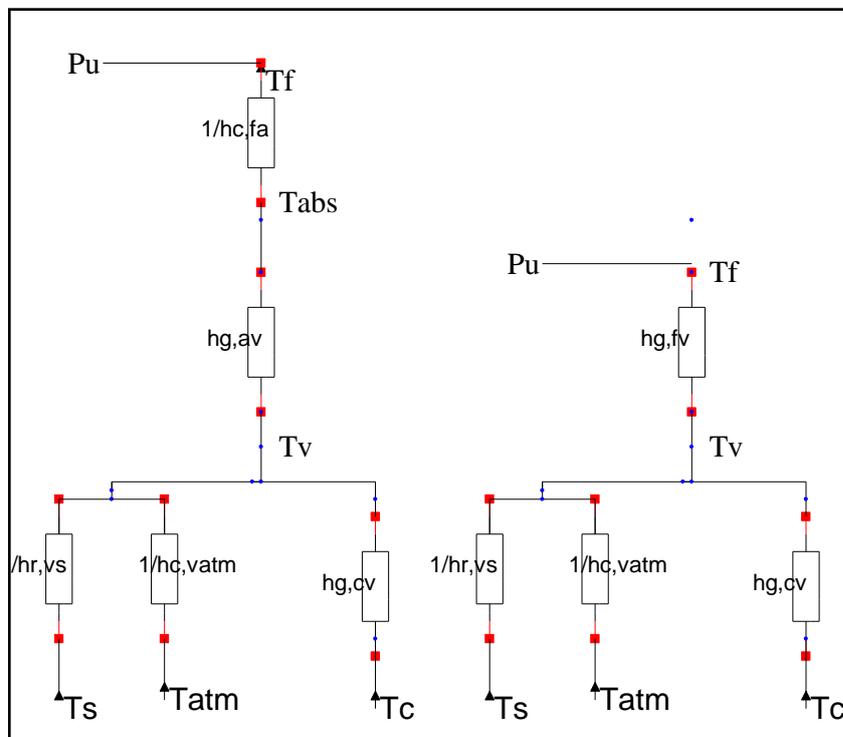


Fig.III.22 : Equivalence du schéma électrique

Avec :

$$hg_{av} = \frac{hc_{av}^{-1} \times hr_{av}^{-1}}{hc_{av}^{-1} + hr_{av}^{-1}}$$

$$hg_{cv} = \frac{hc_{cv}^{-1} \times hr_{cv}^{-1}}{hc_{cv}^{-1} + hr_{cv}^{-1}}$$

$$hg_{fv} = \frac{hc_{av}^{-1} \times hr_{av}^{-1}}{hc_{av}^{-1} + hr_{av}^{-1}} + hc_{fa}^{-1}$$

En négligeant le flux de chaleur échangé entre l’enveloppe du verre et l’environnement, nous aurons le schéma électrique suivant :

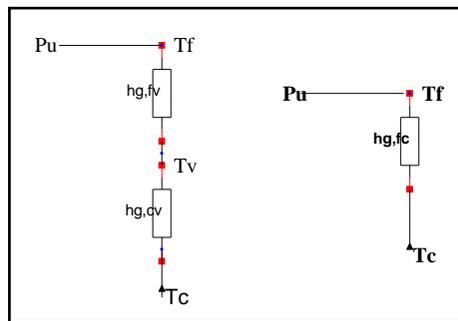


Fig.III.22 : Schéma électrique final approché

Avec :

$$hg_{fc} = hg_{fv} + hg_{cv}$$

Le flux de chaleur global échangé entre les différentes surfaces du concentrateur est :

$$\phi = \frac{T_f - T_c}{hg_{fc}}$$

7. Conclusion

Dans ce chapitre, nous avons évalué toutes les surfaces du concentrateur solaire cylindro-parabolique du point de vue transfert de chaleur ; cependant, on n’a pas pu faire les calculs des températures et les flux échangés entre les différentes surfaces de ce dernier à cause de l’insuffisance de données géométriques nécessaires ; on peut conclure que l’application de la technologie de ce capteur nous offre une température au fluide caloporteur qui est très intéressante et exploitable (de l’ordre de 400 °C) pour la génération de vapeur. L’intégration de ce système de concentration dans les centrales électrique à cycles de puissance combiné améliorera son rendement.

CHAPITRE IV

ANALYSE THERMO- ENERGETIQUE DU CYCLE COMBINÉ

1. Introduction

Dans ce chapitre, nous allons évaluer les paramètres thermodynamiques du cycle combiné de la centrale de Hassi R'Mel pour la puissance maximale donnée de 160 MW. La particularité de ce cycle est dans l'intégration de l'énergie solaire dans le générateur de vapeur qui a pour but d'augmenter la puissance de la turbine à vapeur. Dans ce cas, la collecte de l'énergie solaire à travers les concentrateurs cylindro-paraboliques nous offre une puissance de 25 MW.

2. Description du cycle combiné

Le cycle combiné est une combinaison de deux cycles thermodynamiques classiques : le cycle de la turbine à gaz (cycle de Brayton-Joule ouvert), et le cycle de la turbine à vapeur (cycle de Rankine-Hirn). L'association de la turbine à vapeur à la turbine à gaz a pour but d'exploiter l'énergie thermique des gaz d'échappement rejetés par la turbine à gaz, en les collectant à un récupérateur générateur de vapeur (HSRG) pour récupérer une partie de cette énergie pour entrainer la turbine à vapeur. Ce type de cycle permet d'extraire l'énergie thermique contenue dans les gaz de combustion typiquement entre 1500 et 300 K, et d'avoir ainsi un rendement de conversion élevé.

La formule qui donne le rendement d'un cycle combiné est : $\eta_c = \eta_g + (1 - \eta_g)\eta_v$

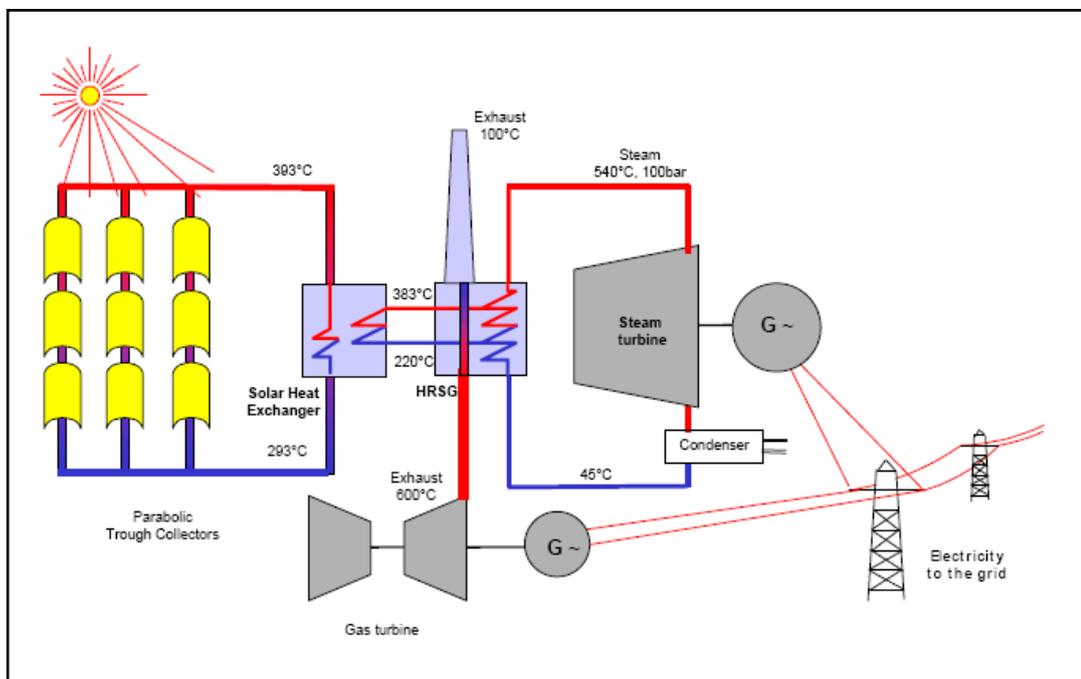


Fig. IV.1 : Représentation du cycle combiné avec intégration de l'énergie solaire[16]

3. Cycle à gaz (cycle de Brayton-Joule)

Les turbines à gaz (TAG) ont fait l'objet des progrès très importants, issus de perfectionnements en aéronautique sur les matériaux qui ont permis d'augmenter le taux de compression, la température de combustion, la température d'admission au rotor turbine (TRIT), d'où des gains de performance importants.

A présent les turbines Heavy-Duty représentent la grosse majorité des turbines à gaz employées pour des installations de cycles combinés. Ces machines peuvent délivrer des puissances électriques de l'ordre de 250 MW par module, et le rendement est compris entre 28 à 35 %, pour les machines de puissance électrique inférieure à 100 MW alors que, au-delà de 100 MW, il atteint 35 à 39 % [15].

Les compresseurs qui équipent les turbines à gaz sont du type axial ou centrifuge ; ils compriment l'air ambiant à une pression comprise dans les machines modernes entre 10 et 30 bars environ [15].

Le principe de fonctionnement des turbines à gaz est représenté en figure (**Fig. IV.2**) par le cycle thermodynamique de Brayton-Joule où l'air ambiant constitue le fluide qui va subir les transformations thermodynamiques. Il est aspiré puis comprimé dans un compresseur (étape 1-2). Les machines actuelles permettent d'atteindre des taux de compression de l'ordre de 15. En première approche, cette compression est assimilée à une transformation isentropique. Puis, le combustible est injecté avec l'air comprimé dans les chambres de combustion. La combustion (isobare) permet au mélange d'atteindre une température de l'ordre de 1 500°C (étape 2-3). Le mélange chaud ou gaz de combustion est ensuite détendu dans une turbine (étape 3-4) suivant une transformation isentropique. Pour une machine fonctionnant en cycle ouvert, le refroidissement des fumées (étape 4-1) n'existe pas. Elles sont rejetées en 4.

Le cycle présenté en figure (**Fig. IV.2**) constitue une représentation idéale des échanges, notamment lors des étapes 1-2 et 3-4 où les transformations sont isentropiques. Dans la réalité, ces étapes de compression de l'air (1-2) et de détente des gaz chauds (3-4) s'accompagnent d'une production d'entropie comme le représente la figure (**Fig. IV.3**) ; elles sont donc non adiabatiques et irréversibles.

Le cycle de Brayton-Joule représente le cycle de base du fonctionnement d'une turbine à gaz, mais dans les applications industrielles plusieurs dispositifs y sont ajoutés pour en augmenter le rendement. On trouve d'autres dispositifs comme par exemple :

- ❖ Le cycle de Joule avec récupérateur (cycle de Brayton)
- ❖ Le cycle de Joule avec détente fractionnée

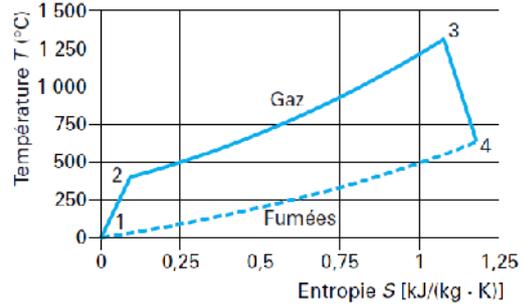
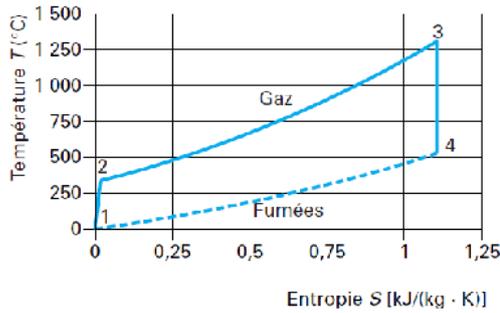


Fig. IV. 2 : Cycle idéal de Brayton-Joule **Fig. IV. 3 : Cycle réel de Brayton-Joule**

4. Cycle à eau-vapeur (cycle de Rankine-Hirn)

Les turbines à vapeur (TAV) employées dans les installations à cycle combiné ne sont pas différentes de celles qui équipent les autres installations de production d'énergie. Elles sont adaptées au niveau de puissance requis pour l'installation, mais leur technologie reste identique. Dans la pratique, le rapport du travail fourni par la turbine à gaz à celui délivré par la turbine à vapeur varie généralement de 1.5 jusqu'à 3.5.

Le cycle de Hirn ou de Rankine caractérise les transformations thermodynamiques du cycle eau-vapeur d'une centrale thermique.

Le cycle de Rankine ne considère que deux transformations isothermes et deux transformations isentropiques tandis que celui de Hirn intègre une phase de surchauffe de la vapeur à l'issue de la vaporisation pour augmenter la puissance spécifique produite par kg de vapeur. Dans les centrales à vapeur, le cycle est réalisé avec plusieurs régénérations (de deux à cinq) pour augmenter le rendement, au détriment de la puissance. Dans les cycles combinés qui ont déjà un rendement élevé, le cycle à vapeur est réalisé sans régénération pour conserver la puissance. Les régénérations induisent également une complexité du système, donc un surcoût d'investissement.

La figure (**Fig. IV.4**) montre une représentation des différentes transformations du cycle de Hirn. Les transformations 1, 2 et 3 (**Fig. IV. 4**) caractérisent l'échange avec la source chaude, tandis que la transformation 5 (**Fig. IV. 4**) correspond à la condensation de la vapeur par la source froide. En détail, les transformations thermodynamiques correspondent à :

- ❖ étape 1 : chauffage de l'eau dans le ou les économiseur(s)
- ❖ étape 2 : évaporation dans l'évaporateur au niveau de pression considéré
- ❖ étape 3 : surchauffe de la vapeur dans le ou les surchauffeurs
- ❖ étape 4 : détente de la vapeur dans la turbine à vapeur
- ❖ étape 5 : condensation de la vapeur dans le condenseur

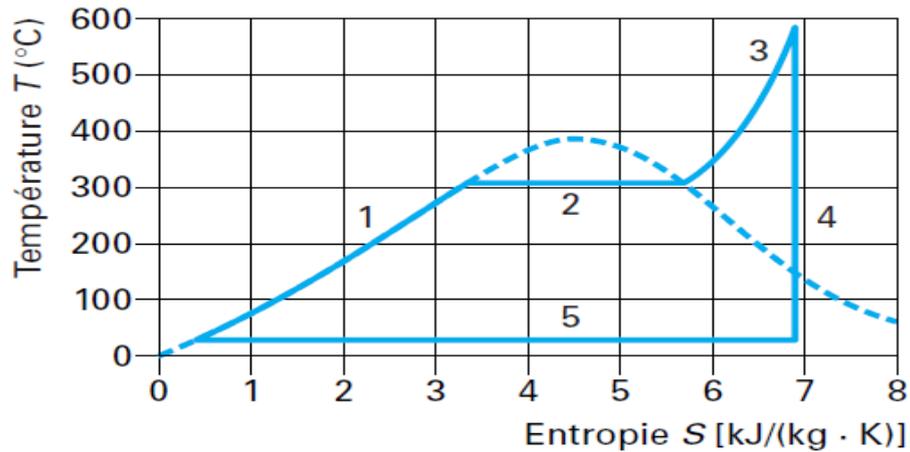


Fig. IV. 4 : Cycle de Hirn sur un diagramme T, S

5. Chaudières de récupération

La chaudière de récupération ou générateur récupérateur de vapeur (GVR) est l'élément du cycle combiné qui fait le lien entre le cycle à gaz et le cycle eau-vapeur. L'amélioration des performances des cycles combinés est certes liée aux progrès technologiques des turbines à gaz et des turbines à vapeur, mais aussi aux développements des chaudières (augmentation de l'énergie récupérée dans les gaz d'échappement des turbines à gaz, positionnement des échangeurs de chaleur plus complexe, tenue des matériaux...) [15].

6. Présentation de la centrale hybride de Hassi R'Mel

Aujourd'hui, la technologie du solaire thermique à concentration (Concentrating Solar Power) ou CSP arrive à un stade de maturité et offre un excellent potentiel technologique de production dans les pays bénéficiant d'un taux d'ensoleillement important. Les premières applications ont été mises au point aux USA dans les années 1980, mais les prix bas de l'énergie et le poids financier du lobby pétrolier en ont différé le développement.



Fig. IV.5 : Présentation de la centrale hybride solaire/gaz naturel de Hassi R'Mel

C'est à la suite des réalisations Espagnoles avec l'appui allemand dans la région de Séville que l'Algérie a décidé d'investir dans la technologie de concentration en implantant la centrale hybride solaire – gaz naturel de Hassi R'Mel.

6.1. Principe de fonctionnement de la centrale ISCC de HASSI R'MEL

Deux turbines à gaz couplées chacune à un générateur, produiront de l'électricité à partir de la combustion du gaz naturel. L'énergie contenue dans les gaz d'échappement des Turbines à Gaz (TAG) sera récupérée à travers deux chaudières de récupération HRSG qui génèrent de la vapeur. La vapeur d'eau ainsi produite, alimentera une turbine à vapeur pour l'entraînement d'un troisième alternateur.

À la sortie de la TAV un aérocondenseur sera utilisé comme système de refroidissement pour la condensation de la vapeur. Durant les périodes d'ensoleillement, un champ de capteurs cylindro-paraboliques produira en parallèle de la vapeur d'eau supplémentaire au cycle de puissance. Un fluide caloporteur sera chauffé à travers des récepteurs tubulaires grâce à la concentration des rayons solaires vers ces derniers. La chaleur ainsi générée servira à produire de la vapeur d'eau dans un échangeur de chaleur Huile-Eau (HTF-Eau).

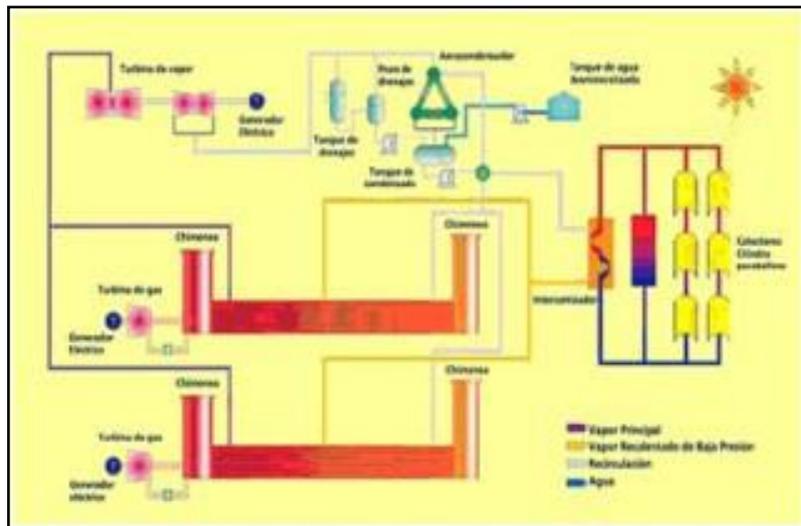


Fig. IV.6 : Principe de fonctionnement de la centrale

6.2. La synergie solaire/gaz

La synergie solaire-gaz demeure un atout déterminant pour la production d'électricité en Algérie, car la technologie des capteurs cylindro-paraboliques incorporée au cycle combiné offre des avantages multiples notamment le rendement élevé du cycle combiné et la réduction de la consommation du gaz. Dans les centrales électriques hybrides, l'énergie solaire vient compléter celle des combustibles fossiles ; grâce à cette combinaison, les centrales électriques thermo-solaires peuvent fonctionner en continue

même en cas de fluctuation du rayonnement. La question pertinente est celle du coût des kWh additionnels produits à partir de l'énergie solaire car celui du champ de concentrateurs paraboliques est encore relativement élevé.

6.3. Caractéristiques de la centrale/ Projet Solar Power Plant (SPP1) [16]

Lieu d'implantation : Tilghemt, Hassi R'Mel, wilaya de Laghouat.

Caractéristiques techniques :

- Puissance installée de 160 MW.
- Technologie des miroirs cylindro- paraboliques.
- Champ solaire développant 25 MW électriques.
- Surface du champ solaire 183 120 m^2 (18,312 ha).
- 224 Collecteurs solaires de 150 mètres chacun.
- Energie moyenne reçue 2 650 KWh / m^2 /an.

Critères du choix du site :

- Terrain plat.
- Durée d'ensoleillement 3000 h / an.
- Faible pluviométrie.
- activité sismique quasi inexistante.
- Disponibilité du gaz naturel.
- Accès au réseau électrique national.

6.4. Principaux intervenants du secteur

➤ La New Energy Algeria

La NEAL a été créé en 2002 par la société nationale d'hydrocarbures, Sonatrach (45% du capital) en partenariat avec la société nationale d'électricité, Sonelgaz (45% du capital) et une société privée algérienne, SIM. Elle a pour objet la promotion et le développement des énergies nouvelles et renouvelables. Elle ambitionne de développer l'utilisation des énergies nouvelles et renouvelables des énergies propane ainsi que le Bupro (GPL) et sa commercialisation, de commercialiser l'électricité sur le marché local, à l'export, de produire de l'électricité à partir du solaire et de l'éolien, de promouvoir une industrie locale de fabrication de chauffe-eau solaires et de promouvoir l'énergie issue des panneaux photovoltaïques.

➤ L'APRUE, Agence de Promotion et de Rationalisation de l'Utilisation de l'Energie

L'agence a pour rôle principal la coordination et le suivi de la politique de maîtrise de l'énergie et de promotion des énergies renouvelables et la mise en œuvre des

programmes concertés dans ce cadre avec l'ensemble des secteurs (industrie, bâtiment, transport, agriculture...).

➤ **Le Centre de Développement des Énergies Renouvelables**

Il est issu de la restructuration du Haut-commissariat à la Recherche. Il est chargé d'élaborer et de mettre en œuvre les programmes de recherche et de développement scientifiques et technologiques de l'Algérie en matière d'énergies renouvelables. Le centre collecte et analyse les données issues des différents gisements du pays, crée et applique les procédés et matériels destinés à l'exploitation et l'utilisation des ENR, élabore les normes de qualification des sites et des équipements entrant dans leur exploitation.

7. Analyse thermo-énergétique du cycle combiné

7.1. Analyse du cycle à gaz (cycle de Brayton-Joule simple)

La turbine à gaz élémentaire à cycle ouvert utilisant une combustion interne est représentée avec le schéma et le diagramme (T-s) comme suit :

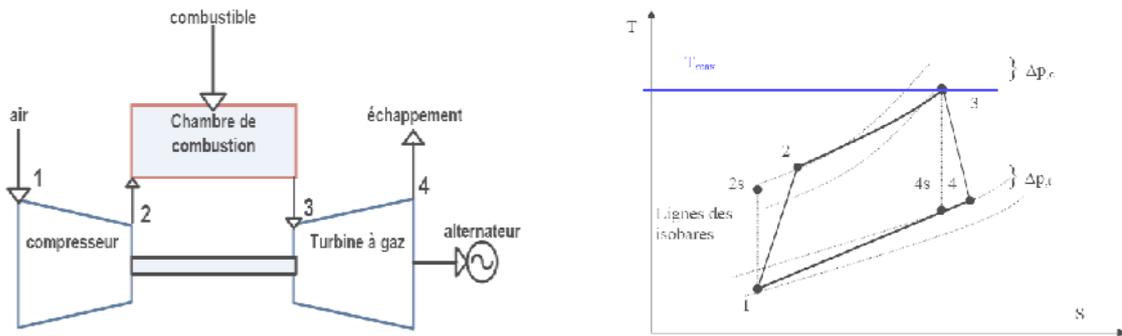


Fig. IV.7 : Schématisation et diagramme T-s du cycle à gaz

Le tableau ci-dessous représente les données nécessaires pour le calcul du cycle à gaz.

Tableau IV. 1 : Données de la TG

Puissance nette de la turbine à gaz	$\dot{P}_{TG} = 40 \text{ MW}$
Pression à l'entrée du compresseur	$P_1 = 0,1 \text{ MPa}$
Température de fin de combustion	$T_3 = 1463 \text{ K}$
Rendement isentropique du compresseur	$\eta_{ic} = 0,85$
Rendement isentropique de la turbine	$\eta_{it} = 0,90$
Rapport des débits massiques	$F = 0.025$

7.1.1. Calcul du rapport de compression maximal pour une puissance nette du cycle de 40 MW

Afin d'estimer le rapport de compression maximal, il faut retrouver et dériver l'expression de la puissance nette du cycle ; pour cela, on procède comme suit :

- **Calcul de la puissance nette du cycle à gaz :**

La puissance nette développée par le cycle à gaz est égale à la puissance développée par la turbine moins celle prise par le compresseur.

- ❖ **La puissance développée par la turbine est exprimée par :**

$$\dot{W}_t = \dot{m}_a \eta_{it} (1 + F) C_{pt} T_3 (1 - P_r^{-\alpha_t})$$

Avec :

$$F = \dot{m}_c / \dot{m}_a$$

$$P_2/P_1 = P_r, R/C_{pt} = (\gamma - 1)/\gamma = \alpha_t \text{ et } \gamma = C_{pt}/C_{vt}$$

- ❖ **La puissance prise par le compresseur est exprimée par :**

$$\dot{W}_c = \dot{m}_a c_{pc} T_1 (P_r^{\alpha_c} - 1) / \eta_{ic}$$

Avec :

$$P_2/P_1 = P_r, R/C_{pc} = (\gamma - 1)/\gamma = \alpha_c \text{ et } \gamma = C_{pc}/C_{vc}$$

La puissance nette du cycle est donc exprimée par :

$$\dot{P} = \dot{m}_a (\eta_{it} (1 + F) c_{pt} T_3 (1 - P_r^{-\alpha_t}) - c_{pc} T_1 (P_r^{\alpha_c} - 1) / \eta_{ic})$$

Cette puissance nette est une fonction du rapport de compression P_r et des paramètres du cycle. En dérivant la fonction de puissance exprimée par rapport au taux de compression, on retrouve le rapport de compression optimal donné par [cour de TCE]:

$$P_r^* = ((1 + F) \eta_{ic} \eta_{it} (T_3/T_1))^{1/(\alpha_c + \alpha_t)}$$

On voit que la valeur optimale du rapport de compression est une fonction du produit des rendements du compresseur et de la turbine d'une part, et du rapport des températures extrêmes imposées au fluide du cycle.

Pour l'air atmosphérique, ce résultat montre que la puissance maximum est approximativement proportionnelle au rapport des températures extrêmes et au produit des rendements compresseur et turbine élevés au carré.

Les réalisations actuelles de cycles de turbines à gaz industrielles ont des taux de compressions de l'ordre de 12 avec des températures qui peuvent atteindre les 1500 K et plus avec des aubages refroidis à l'air (comme celles de la Centrale du Hamma).

Ce rapport de compression maximal est calculé pour différentes températures ambiantes T_1 : 40°C, 45°C et 50°C. Les résultats trouvés pour ces valeurs de températures sont respectivement 12.76, 12.37, et 12.00. Dans notre cas, prenons $T_1=50^\circ\text{C}$; cette dernière nous offre un taux de compression de $P_r^*=12$

7.1.2. Calcul de la température de la fin de compression T_2

Pour la variante du cycle irréversible, la compression se fait de 1 à 2 avec un rendement isentropique η_{ic} qui est exprimé par :

$$\eta_{ic} = (T_{2s} - T_1)/(T_2 - T_1)$$

Cette relation nous permet d'obtenir l'enthalpie réelle à partir de l'enthalpie isentropique et du rendement. Une compression isentropique d'un gaz parfait à chaleur spécifique constante permet d'écrire :

$$T_{2s}/T_1 = (P_2/P_1)^{R/C_{pc}} = P_r^{\alpha_c}$$

D'où :

$$T_2 = T_1 \{1 + (P_r^{\alpha_c} - 1)/\eta_{ic}\}$$

7.1.3. Calcul de la température de fin de détente

Le rendement de la détente de 3 à 4 est exprimé par :

$$\eta_{it} = (T_3 - T_4)/(T_3 - T_{4s})$$

Une détente isentropique d'un gaz parfait à chaleur spécifique constante nous permet d'écrire :

$$T_{4s}/T_3 = (P_2/P_1)^{-R/C_{pt}} = P_r^{-\alpha_t}$$

D'où :

$$T_4 = T_3 \{1 - \eta_{it}(1 - P_r^{-\alpha_t})\}$$

Pour l'air atmosphérique, la valeur moyenne intégrée de C_{pc} est d'environ 1.05 kJ/kg.K et celle du C_{pt} environ 1.15 kJ/kg.K ; ces valeur dépendent évidemment des rapports de compression.

7.1.4. Calcul du débit massique d'air et du débit du combustible

La relation qui exprime la puissance nette, permet de calculer le débit massique de l'air:

$$\dot{m}_a = \frac{\dot{P}_{TG}}{\eta_{it}(1 + F)c_{pt}T_3(1 - P_r^{-\alpha_t}) - c_{pc}T_1(P_r^{\alpha_c} - 1)/\eta_{ic}}$$

D'où :

$$\dot{m}_c = F \times \dot{m}_a$$

7.1.5. Calcul de la combustion

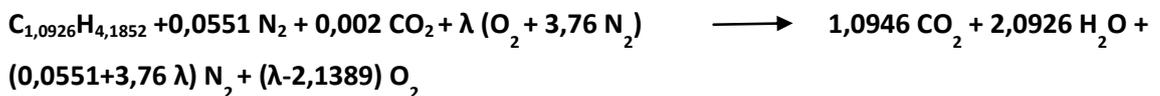
La température des produits de combustion est considérée comme donnée sans précision de l'excès d'air ; l'objectif ici est de déterminer la masse molaire des gaz à la sortie de la chambre de combustion et leur chaleur spécifique moyenne équivalente. Ce calcul est une simple estimation basée sur une combustion stœchiométrique et sans dissociation, car la composition des gaz de combustion n'est pas donnée ; celle-ci est supposée [6].

Tableau IV. 2 : analyse chromatographique de la composition du gaz naturel

Propriétés du combustible	Pourcentage molaire en %
Azote N ₂	5,51
Dioxyde de carbone CO ₂	0,2
Méthane CH ₄	83,65
Ethane C ₂ H ₆	7,65
Propane C ₃ H ₈	1,99
i-butane iC ₄ H ₁₀	0,29
n-butane nC ₄ H ₁₀	0,45
i-pentane iC ₅ H ₁₂	0,09
n-Pentane nC ₅ H ₁₂	0,11
i-hexane iC ₆ H ₁₄	0,02
n-hexane nC ₆ H ₁₄	0,02
i-heptane iC ₇ H ₁₆	0,01
n-heptane nC ₇ H ₁₆	0,01
Masse molaire	μ_c = 18,9730kg/kmol
Température à l'entrée de la chambre de combustion	T _g = 433 K
Le pouvoir calorifique inférieur	PCI = 45039,6 kJ/kg
La température de combustion air-gaz (probablement avec un léger excès d'air)	T _c = 2205 K

On peut écrire ce mélange combustible comme une composition de trois espèces chimiques (C_{1,0926} H_{4,1852} + 0,0551 N₂ + 0,002 CO₂). Et pour chaque mole de combustible il faudra λ mole d'air dont la composition est (O₂ + 3,76 N₂).

La réaction de combustion stœchiométrique et sans dissociation s'écrira :



A la combustion avec le gaz naturel de débit \dot{m}_c , et le deuxième \dot{m}_{ar} refroidit les produits de combustion avant l'entrée à la turbine à gaz.

On met :

$$f = \frac{\dot{m}_c}{\dot{m}_{ac}} \quad \text{et} \quad r = \frac{\dot{m}_a}{\dot{m}_{ac}}$$

D'après l'équation de la combustion, le débit de combustible en fonction du coefficient λ est donné par :

$$\dot{m}_c = \dot{m}_{ac} \frac{\mu_c}{\lambda(\mu_{O_2} + 3,76\mu_{N_2})}$$

Par conséquent, on aura une relation entre λ et f donnée par:

$$\lambda = \frac{\mu_c}{f(\mu_{O_2} + 3,76\mu_{N_2})}$$

La masse molaire des gaz de fumées à la sortie de la chambre de combustion est donnée par :

$$\mu_g = \frac{(\lambda - 2,1389)\mu_{O_2} + (0,0551 + 3,76\lambda)\mu_{N_2} + 1,0946\mu_{CO_2} + 2,0926\mu_{H_2O}}{1,1034 + 4,76\lambda}$$

On calcule ensuite la chaleur spécifique moyenne équivalente, pour le processus de combustion, en considérant que la chambre de combustion est tout simplement traversée par les produits de combustion. La température du mélange air combustible avant combustion est obtenue à partir d'enthalpie et des chaleurs spécifiques des trois flux de matières. Celui-ci donne :

$$T_e = \frac{4,76\lambda T_2 + T_g}{4,76\lambda + 1}$$

Pour le calcul de la chaleur spécifique entre la température T_e et la température maximale du cycle T_c on a :

$$\overline{Cp_g}_{T_e}^{T_c} = \frac{(\lambda - 2,1389)\overline{Cp_{O_2}}_{T_e}^{T_c} + (0,0551 + 3,76\lambda)\overline{Cp_{N_2}}_{T_e}^{T_c} + 1,0946\overline{Cp_{CO_2}}_{T_e}^{T_c} + 2,0926\overline{Cp_{H_2O}}_{T_e}^{T_c}}{1,1034 + 4,76\lambda}$$

Avec :

$$\overline{Cp_{O_2}}_{T_e}^{T_c} = \frac{1}{T_c - T_e} \int_{T_e}^{T_c} Cp_{O_2}(T) dT$$

$$\overline{Cp_{N_2}}_{T_e}^{T_c} = \frac{1}{T_c - T_e} \int_{T_e}^{T_c} Cp_{N_2}(T) dT$$

$$\overline{Cp_{CO_2}}_{T_e}^{T_c} = \frac{1}{T_c - T_e} \int_{T_e}^{T_c} Cp_{CO_2}(T) dT$$

$$\overline{Cp_{H_2O}}_{T_e}^{T_c} = \frac{1}{T_c - T_e} \int_{T_e}^{T_c} Cp_{H_2O}(T) dT$$

7.1.6. Calcul de l'énergie reçue par les gaz dans la chambre de combustion

La quantité d'énergie reçue par les gaz dans la chambre de combustion s'exprime par :

$$Q_c = \frac{1}{\mu_g} \overline{Cp_g}_{T_e}^{T_c} (T_c - T_e)$$

7.1.7. Rendement thermique du cycle à gaz

Le rendement thermique du cycle à gaz s'exprime par :

$$\eta_{TG} = \frac{\dot{P}_{TG}}{(1 + F)Q_c}$$

7.1.8. Présentation des résultats

Les résultats de l'analyse du cycle à gaz sont représentés dans le tableau suivant :

Tableau IV.3. Résultats du cycle à gaz

Taux de compression maximal	Pr = 12
Température de fin compression	T ₂ = 686.29 °K
Température de fin détente	T ₄ = 871.54 ° K
Débit massique d'air	$\dot{m}_{air} = 143.17 \text{ Kg/s}$
Débit massique du combustible	$\dot{m}_{comb} = 3.58 \text{ Kg/s}$
Puissance nette de la turbine	$\dot{W}_t = 99.82 \text{ MW}$
Puissance nette du compresseur	$\dot{W}_c = 59.82 \text{ MW}$
Température de pré-mélange équivalente combustion	T _e = 665 K
Masse molaire apparente pour les gaz de combustion	$\mu_g = 28,892 \text{ kg/kmol}$
Chaleur spécifique moyenne du gaz à travers la chambre de combustion	$\overline{Cp_g}_{T_e}^{T_c} = 39.46 \text{ kJ/kmol}$
Chaleur reçue par les gaz dans la chambre de combustion	Q _c = 101.36 MW
Rendement énergétique du cycle à gaz	$\eta_{TG} = 38.5 \%$

7.2. Analyse du récupérateur générateur de vapeur HSRG

Les gaz d'échappement résiduels de la turbine à gaz sortent à la température $T_8 = 871.54$ K (598.54 °C) et entrent dans un récupérateur générateur de vapeur (HRSG) sans combustion additionnelle ; ils sortent à une température estimée avant d'effectuer les calculs à 373 K (100 °C). Cependant, la chaleur spécifique des gaz d'échappements est corrélée entre 871.54 K et 373 K avec la régression linéaire suivante :

$$C_p = 0.7903 + 0.0005107 T$$

L'expression de la chaleur spécifique est donnée par :

$$C_p = \frac{dH}{dT} \Rightarrow dH = C_p \times dT$$

$$H = \int C_p(T) dT$$

Cette intégrale nous ramène à l'expression de l'enthalpie en fonction de la température :

$$H = 0.7903 \times T + 0.0005107 \times \frac{T^2}{2}$$

Les enthalpies correspondantes à 871.54 K et 373 K sont respectivement 882.74 kJ/kg.K et 330.31 kJ/kg.K. La chaleur spécifique moyenne intégrée est égale à la moyenne arithmétique, soit $C_{pg} = 1.1081$ kJ/kg.K

Comme toute chaudière d'un cycle à vapeur, le récupérateur HSRG se compose en fait de trois échangeurs de chaleur en série. Dans notre cas, nous considérons un générateur à un seul niveau de pression et composé de :

- i. Un économiseur qui reçoit de l'eau saturée sortant du condenseur, et qui la réchauffe jusqu'à la température de saturation de la pression considérée.
- ii. Un générateur de vapeur qui vaporise toute l'eau saturée reçue pour la céder au surchauffeur comme vapeur saturée.
- iii. Un surchauffeur qui surchauffe la vapeur saturée reçue jusqu'à la température d'admission à la turbine à vapeur.

Implicitement nous supposons ici un cycle de Rankine à surchauffe, sachant que des cycles à vapeur saturée sont parfois utilisés dans les centrales solaires.

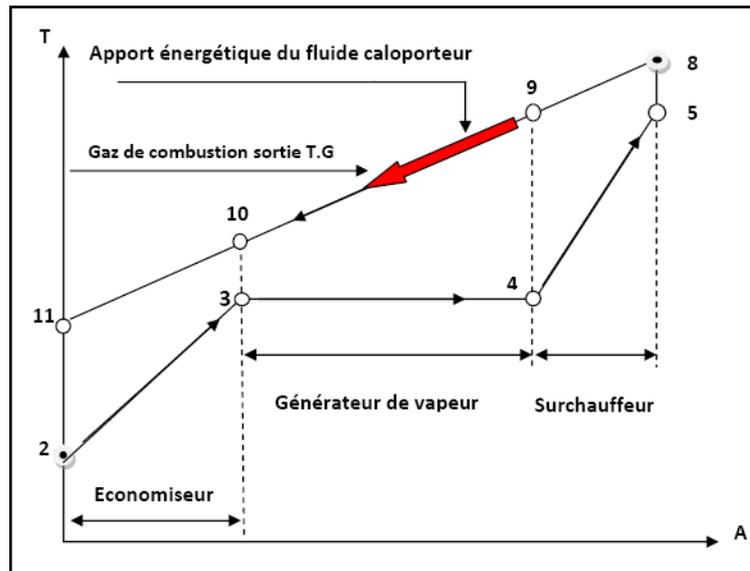


Fig. IV.8 : Diagramme d'échange pour un GVR à un niveau de pression avec boucle de préchauffage

Dans le cas d'un générateur de vapeur à deux niveaux de pressions, les trois échangeurs cités précédemment sont en double ; dans ce cas on aura trois échangeurs pour chaque niveau de pression. Cette solution exige un générateur plus moderne et sophistiqué, donc plus cher, permettra de récupérer plus d'énergie et augmenter aussi la puissance mécanique produite par la turbine à vapeur. Il faut sans doute s'attendre à ce que le rendement de la solution du récupérateur à deux niveaux de pression soit plus élevé que celui de la solution à un seul niveau de pression parce que l'énergie reçue par le fluide de cycle dans ce cas, le sera à une température plus importante.

Dans le cas où le coût de l'énergie est très élevé par rapport au coût de l'investissement, il peut être justifié de considérer un générateur de vapeur à trois niveaux de pression, à choisir de façon optimale par rapport au rendement ou à la puissance.

7.2.1. L'intégration du cycle de Rankine à un réseau d'échangeurs de chaleur

On se propose d'intégrer un cycle de Rankine au réseau d'échangeurs constitué par le récupérateur HSRG et le condenseur, après avoir fait le choix des températures et pression de celui-ci.

Le choix des paramètres du cycle à vapeur ont été choisis pour le cas d'un générateur à un seul niveau de pression de 10 MPa et de la température de 560°C à l'entrée de la turbine à vapeur. Les valeurs des enthalpies et entropies sont retirées dans les tables de la vapeur d'eau pour une pression de 10 MPa.

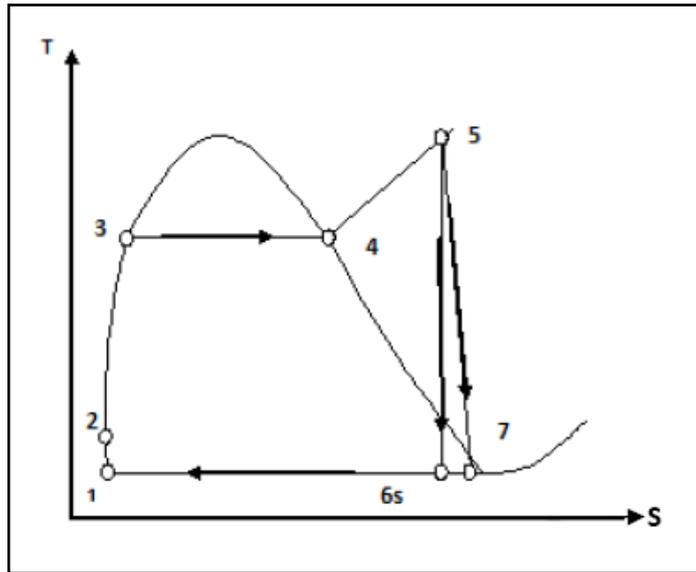


Fig. IV.8 : Diagramme (T-s) du cycle à vapeur

Le tableau suivant représente les grandeurs énergétiques proposé pour les états de vapeur :

Tableau IV.4 : États du fluide de cycle à vapeur

Etat	T(°C)	P(k,Pa)	H(kj/kg.K)	S,(kj/kg.K)	X(kg vap/kg eau)
1	45.8	10	191.8		0
2	45.9	10 000	209.9		0
3	311.1	10 000	1407.6		0
4	311.1	10 000	2724.7		1
5	560	10 000	3525.78	6.78546	1
6s		10			
7		10			

7.2.2. Calcul des paramètres thermodynamiques dans le récupérateur HSRG générateur de vapeur

Dans cette partie de travail, nous allons calculer les paramètres thermodynamiques du récupérateur générateur de vapeur dans les deux cas suivants :

- La contribution de l'énergie solaire s'intègre dans le générateur de vapeur pour augmenter la puissance mécanique de la turbine à vapeur, cette dernière est estimée à 80 MW. Cette puissance est atteinte durant toute la journée pendant l'ensoleillement.

- La deuxième situation est durant la nuit où l'apport énergétique du soleil est absent ; dans ce cas la puissance mécanique est estimée à 55 MW.

8. Evaluation des paramètres thermodynamiques du récupérateur générateur de vapeur durant la journée (pendant l'ensoleillement)

Les états des gaz de combustion à sortie de la turbine à gaz sont considérés comme étant un gaz parfait dont la chaleur spécifique est une corrélation linéaire de la température. La température en 8 est de 598.54°C. La différence de température entre T_{10} et T_3 respectivement pour les gaz d'échappement et la vapeur saturée est appelée **pincement**. Ce pincement doit être le plus faible possible d'un point de vue énergétique. Cependant, plus il sera faible, plus la surface d'échange nécessaire sera importante. Il y a donc un optimum économique qui est de 8 à 15° C. dans notre cas, la valeur du pincement prise est de $\Delta T = 10^\circ\text{C}$.

La température en 10 est : $T_{10} = T_3 + \Delta T = 321.1^\circ\text{C}$. Cette température correspond à une enthalpie de $h_{10} = 559.64 \text{ kJ/kg}$ avec la régression linéaire citée précédemment.

Les autres paramètres seront déterminés à travers les bilans d'énergie sur l'économiseur, le générateur de vapeur, et le surchauffeur. Avant de procéder aux calculs, nous devons calculer le débit de vapeur pour une puissance maximale mécanique de $\dot{P}_{TV} = 80 \text{ MW}$.

8.1. Calcul du débit de vapeur

Le rendement isentropique de la détente dans la turbine à vapeur est de $\eta_{it} = 0.85$.

L'enthalpie correspondante à la température de condensation $T_c = 45.8^\circ\text{C}$ est calculable à partir des données des tables de la vapeur d'eau saturée comme suit :

$$h_{6s} = h_{fc} + x_{6s}(h_{gc} - h_{fc})$$

Ou : x_{6s} est le titre donnée par :

$$x_{6s} = \frac{S_5 - S_{fc}}{S_{gc} - S_{fc}}$$

Après calcul :

$$h_{6s} = 2149.0 \text{ kJ/kg}$$

La puissance nette de la turbine à vapeur est donnée comme suit :

$$\dot{P}_{TV} = \dot{m}_v \times \eta_{it} \times (h_5 - h_{6s})$$

Le débit de vapeur est donc égal à :

$$\dot{m}_v = \frac{\dot{P}_{TV}}{\eta_{it} \times (h_5 - h_{6s})}$$

Avec cette expression, on trouve un débit massique de vapeur qui est de :

$$\dot{m}_v = 58.11 \text{ kg/s}$$

8.2. Bilans énergétiques

➤ Bilan énergétique sur le surchauffeur

$$\dot{m}_g(h_8 - h_9) = \dot{m}_v(h_5 - h_4)$$

Où :

$$293.5(882.74 - h_9) = 58.11(3525.78 - 2724.7)$$

D'où :

$$h_9 = 724.13 \text{ kJ/kg}$$

La température T_9 est obtenue par la résolution de l'équation du second degré suivante :

$$724.13 = 0.7903 \times T_9 + 0.0005107 \times \frac{T_9^2}{2}$$

Après résolution :

$$T_9 = 739.55 \text{ K}$$

➤ Bilan énergétique du générateur de vapeur

Ce bilan nous permet de calculer l'apport énergétique collecté par les concentrateurs solaire comme suit :

$$\dot{Q}_s + \dot{m}_g(h_9 - h_{10}) = \dot{m}_v(h_4 - h_3) \Rightarrow \dot{Q}_s = \dot{m}_v(h_4 - h_3) - \dot{m}_g(h_9 - h_{10})$$

$$\dot{Q}_s = 58.11(2724.7 - 1407.6) - 293.5(724.13 - 559.64)$$

$$\dot{Q}_s = 28\,259 \text{ kW}$$

➤ Bilan énergétique sur l'économiseur

$$\dot{m}_g(h_{10} - h_{11}) = \dot{m}_v(h_3 - h_2)$$

$$293.5(559.64 - h_{11}) = 58.11(1407.6 - 209.9)$$

D'où :

$$h_{11} = 322.51 \text{ kJ/kg}$$

La température T_{11} est obtenue par la résolution de l'équation du second degré suivante :

$$322.51 = 0.7903 \times T_{11} + 0.0005107 \times \frac{T_{11}^2}{2}$$

Après résolution :

$$T_{11} = 365.03 \text{ K}$$

8.3. Calcul des flux de chaleur échangés

En utilisant les paramètres du cycle et le débit de vapeur, on détermine les flux de chaleur échangés dans l'économiseur, le générateur de vapeur et le surchauffeur comme suit :

- **Flux de chaleur échangé dans l'économiseur :**

$$\dot{Q}_{\text{éco}} = \dot{m}_v (h_3 - h_2) = 58.11(1407.6 - 209.9)$$

$$\dot{Q}_{\text{éco}} = 69\,599 \text{ kW}$$

- **Flux de chaleur échangé dans le générateur de vapeur**

$$\dot{Q}_{\text{gén}} = \dot{m}_v (h_4 - h_3) = 58.11(2724.7 - 1407.6)$$

$$\dot{Q}_{\text{gén}} = 7\,6537 \text{ kW}$$

- **Flux de chaleur échangé dans le surchauffeur**

$$\dot{Q}_{\text{sur}} = \dot{m}_v (h_5 - h_4) = 58.11(3525.78 - 2724.7)$$

$$\dot{Q}_{\text{sur}} = 46\,551 \text{ kW}$$

8.4. Calcul des performances du cycle combiné

- ✓ **Puissance nette du cycle combiné**

Supposons que la puissance consommée par les auxiliaires soit estimée à 1% de la production totale [16] ; la puissance nette sera donc:

$$\dot{w}_{\text{CCnet}} = 0,99(2 \times \dot{w}_{\text{TGnet}} + \dot{w}_{\text{TVnet}})$$

$$\dot{w}_{\text{CCnet}} = 158.4 \text{ MW}$$

Avant de calculer le rendement du cycle combiné, on doit calculer :

- ✓ **Calcul du rendement du cycle à vapeur**

$$\eta_{TV} = \frac{\eta_{it}(h_5 - h_{6s})}{h_5 - h_2}$$

$$\eta_{TV} = \frac{0.9(3525.78 - 2149.0)}{3525.78 - 209.9} \Rightarrow \eta_{TV} = 0.37$$

- ✓ **Calcul de l'efficacité du générateur de vapeur et de l'efficacité relative au gaz**

La température de rejet limite est estimée à $T_{rejl\lim} = 60 \text{ }^\circ\text{C}$ (333 K).

L'efficacité du générateur de vapeur est donnée par :

$$\varepsilon_{gvr} = \frac{T_8 - T_{11}}{T_8 - T_{rejl\lim}}$$

$$\varepsilon_{gvr} = \frac{871.54 - 365.03}{871.54 - 363} \Rightarrow \varepsilon_{gvr} = 0.98$$

L'efficacité relative au gaz est donnée par :

$$\varepsilon_g = \frac{T_8 - T_{rejl\lim}}{T_8 - T_{\text{ambiante}}}$$

$$\varepsilon_g = \frac{871.54 - 333}{871.54 - 313} \Rightarrow \varepsilon_g = 0.96$$

L'efficacité totale est donnée par :

$$\varepsilon = \varepsilon_g \times \varepsilon_{gvr}$$

Le rendement du cycle combiné est donné par :

$$\eta_{CC} = \eta_{TG} + \varepsilon \eta_{TV}(1 - \eta_{TG})$$

$$\eta_{CC} = 0.38 + 0.98 \times 0.37(1 - 0.38) \Rightarrow \eta_{CC} = 0.60$$

$$\eta_{CC} = \mathbf{60 \%}$$

Remarque : Ce rendement semblerait un peu élevé à cause des efficacités des échangeurs, elles aussi relativement élevées.

9. Evaluation des paramètres thermodynamiques du récupérateur générateur de vapeur durant le soir (sans l'ensoleillement)

Dans cette partie, on répète la même procédure de calcul qu'auparavant. Les paramètres supposés pour le cycle à vapeur sont maintenus pour les calculs sauf l'enthalpie de la vapeur surchauffée h_5 qui est inconnue. L'apport énergétique du soleil n'intervient pas ($Q_s = 0 \text{ kW}$). La puissance mécanique de la turbine à vapeur est estimée à :

$$\dot{P}_{TV} = 55 \text{ MW.}$$

$$\dot{P}_{TV} = \dot{m}_v \times \eta_{it} \times (h_5 - h_{6s})$$

$$55000 = \dot{m}_v(0.85)(h_5 - h_{6s})$$

9.1. Bilans énergétiques

➤ **Bilan énergétique sur le surchauffeur**

$$\dot{m}_g(h_8 - h_9) = \dot{m}_v(h_5 - h_4)$$

Où :

$$293.5(882.74 - h_9) = \dot{m}_v(h_5 - 2724.7)$$

➤ **Bilan énergétique sur le générateur de vapeur**

$$\dot{m}_g(h_9 - h_{10}) = \dot{m}_v(h_4 - h_3)$$

Où :

$$293.5(h_9 - 559.64) = \dot{m}_v(1317.1)$$

➤ **Bilan énergétique sur l'économiseur**

$$\dot{m}_g(h_{10} - h_{11}) = \dot{m}_v(h_3 - h_2)$$

$$293.5(559.64 - h_{11}) = \dot{m}_v(1197.7)$$

Après avoir mis en évidence l'expression de la puissance avec les bilans, on obtient un système d'équation linéaire de quatre équations, cinq inconnues suivant :

$$\begin{cases} 55000 = \dot{m}_v(0.85)(h_5 - h_{6s}) \\ 293.5(882.74 - h_9) = \dot{m}_v(h_5 - 2724.7) \\ 293.5(h_9 - 559.64) = \dot{m}_v(1317.1) \\ 293.5(559.64 - h_{11}) = \dot{m}_v(1197.7) \end{cases}$$

Afin de résoudre ce système, on suppose que les gaz de combustion sortent à une température $T_{11} = 120^\circ\text{C}$, cette dernière correspond à une enthalpie de :

$$h_{11} = 350.03 \text{ kJ/kg}$$

La résolution de ce système nous donne :

$$\begin{cases} \dot{m}_v = 51.36 \text{ kg/s} \\ h_5 = 3253.86 \text{ kJ/kg} \\ h_9 = 790.14 \text{ kJ/kg} \\ h_{6s} = 1994.01 \text{ kJ/kg} \end{cases}$$

La résolution de l'équation suivante donne la température T_9 :

$$790.14 = 0.7903 \times T_9 + 0.0005107 \times \frac{T_9^2}{2}$$

Après résolution :

$$T_9 = 795.39 \text{ K}$$

La température qui correspond à l'enthalpie $h_5 = 3253.86 \text{ kJ/kg}$ est $T_5 = 450.8^\circ\text{C}$ (valeur trouvée à partir d'une interpolation dans la table de la vapeur d'eau surchauffée).

9.2. Calcul des flux de chaleur échangés

En utilisant les paramètres du cycle et le débit de vapeur, on détermine les flux de chaleur échangés dans l'économiseur, le générateur de vapeur et le surchauffeur :

- **Flux de chaleur échangé dans l'économiseur :**

$$\dot{Q}_{eco} = \dot{m}_v(h_4 - h_3) = 51.36 (1407.6 - 209.9)$$

$$\dot{Q}_{eco} = 61514 \text{ kW}$$

- **Flux de chaleur échangé dans le générateur de vapeur :**

$$\dot{Q}_{gén} = \dot{m}_v(h_4 - h_3) = 51.36 (2724.7 - 1407.6)$$

$$\dot{Q}_{gén} = 67\,646 \text{ kW}$$

- **Flux de chaleur échangé dans le surchauffeur :**

$$\dot{Q}_{sur} = \dot{m}_v(h_5 - h_4) = 51.36 (3\,253.86 - 2\,724.7)$$

$$\dot{Q}_{sur} = 27\,178 \text{ kW}$$

9.3. Calcul des performances du cycle combiné

La même procédure est répétée pour l'évaluation de performances du cycle combiné, après calculs on trouve :

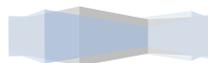
$$\dot{w}_{CCnet} = 133.65 \text{ MW}$$

$$\begin{cases} \varepsilon_{gvr} = 0.94 \\ \varepsilon_g = 0.96 \\ \varepsilon = 0.9 \\ \eta_{TV} = 0.37 \end{cases}$$

Finalement :

$$\eta_{CC} = 0.58$$

Ces résultats peuvent être considérés comme vraisemblables, et acceptables en absence de données plus précises sur les caractéristiques des installations actuelles.



CONCLUSION GENERALE

Le cycle combiné avec intégration solaire est une nouvelle conception dans le domaine de la production d'énergie électrique. Mise en évidence dans les années 1980 aux USA, cette technologie qui a été là-bas freinée par les prix bas du pétrole et le lobby pétrolier est aujourd'hui vigoureusement développée en Andalousie, sur le site d'Almería, à travers les projets Hispano-Allemands avec des intérêts privés et des subventions de la CEE. D'autres projets pilotes sont lancés actuellement dans le monde.

Cette étude est présentée comme première estimation des performances potentielles de cette technologie de conversion solaire thermique avec gaz naturel dans un cycle combiné. La comparaison entre un cycle combiné classique et celui hybride de Hassi R'Mel reste à faire pour prouver la rentabilité de l'hybridation à ce niveau de puissance.

Elle a permis de chiffrer les puissances produites et les rendements associés pour éventuellement obtenir une estimation du coût du kWh produit ; celui est actuellement dominé par les prix pratiqués aux livraisons de gaz à SONELGAZ. La participation de la tranche solaire à raison de 15 à 20 centimes d'euro le kWh sur la base des chiffres annoncés pour les réalisations espagnoles augmentera le prix de revient actuel SONELGAZ mais de façon non significative car ceux-ci sont en quelque sorte fictifs puisqu'ils sont administrés.

L'objectif ultime reste le développement de centrales solaires CSP à stockage pour une marche continue compatible avec des demandes locales dans les agglomérations au Sahara ou pour des centrales raccordées au réseau dans le nord du pays, voir pour l'exportation à travers nos frontières sur des bases commerciales indiscutables.

Les centrales à CSP permettront à terme de conserver plus longtemps nos réserves de gaz pour des conditions de marché futures plus avantageuses. Réalisées avec un taux d'intégration industriel conséquent dans les équipements et leur mise en œuvre, elles pourront se révéler un investissement pérenne dans la fourniture d'électricité à l'Europe. A long terme également, les objectifs économiques et stratégiques de l'option solaire à grande échelle doivent être bonifiés par la réduction des effets de serre et la réduction de la pollution atmosphérique.

On peut rêver et même espérer de voir ces lendemains se réaliser chez nous aussi vite que chez nos voisins qui disposent aussi de gisements solaires conséquents mais qui n'ont pas encore nos atouts en ressources propres.

RÉFÉRENCES

BIBLIOGRAPHIQUES

- [1] **Inabensa et al.**, ‘PS10-Final Technical Progress Report’, Novembre 2006.
- [2] **Quoilin Sylvain**, ‘Les Centrales Solaires à Concentration’, Université de Liège
Faculté des sciences appliquées, Mai 2007.
- [3] **M. Geyer**, ‘Eport on the Solarpaces’, Start Mission to Algeria, 2003.
- [4] **CREG**, ‘Programme indicatif des besoins en moyens de production d’électricité
2008-2017’, Edition 2008.
- [5] **Ministère de l’énergie et des mines**, ‘Bilan énergétique national de l’année 2009’,
Edition 2010.
- [6] **Moussi Mohamed Lamine**, ‘Etude analytique et expérimentale d’un capteur solaire
plan’ PFE, Génie mécanique, 2010 .
- [7] **Duffie, J. A., Beckman, W. A.**, ‘Solar engineering of thermal processes’. 2nd Wiley-
Interscience 1980.
- [8] **M. Daguinet**, ‘Les séchoirs solaires, théorie et pratique’, Unesco, Paris (1985).
- [9] **D. Laplaze**, ‘Le rayonnement solaire estimation et mesures’, éditions Erasme, La
Garenne-colombes, France 1990.
- [10] **Bekkouche Sidi Mohammed El Amine**, ‘Modélisation du comportement
thermique de quelques dispositifs solaires’, *Thèse de doctorat*, Faculté de
Physique, Université Abou-Bakr Belkaïd – Tlemcen, 2009.
- [11] **C. Zidani , F.Benyarou**, ‘Simulation de la position apparente du soleil et
estimation des Energies Solaires incidentes sur un Capteur Plan pour la Ville de
Tlemcen’, *Revue sur les énergies Renouvelables*, Vol.6, 2003.
- [12] **J.F. Sacadura**, ‘Initiation aux transferts thermiques, Technique et Documentation’
Paris 1982.
- [13] **R. Marchal**, ‘Transmission de la chaleur par convection dans les tubes’, Saint-
Germain, Paris 1974.
- [14] **Incropera, F.P., De Witt, D.P.** ‘Introduction to Heat Transfer’, 1990, 2nd Ed,
John Wiley & sons.

[15] **M. Mehenni**, 'Comparaison technico-économique entre le cycle combiné et les cycles nucléaires à neutrons thermiques dans le contexte énergétique algérien', PFE Génie Mécanique, Ecole Nationale Polytechnique, 2010.

[16] **Badis Derradji**, 'Le projet de la centrale hybride Solaire / Gaz de Hassi R'Mel', Conférence Stratégique Internationale - CSI6 Alger, du 16 - 17 Novembre 2008.

[17] **Gordon J. Van Wylen et Richard E. Sonntag**, "Thermodynamique appliquée", 2^{ème} édition, Editions du Renouveau Pédagogique. Inc. Montréal (Québec), 1981.